TECHNICZNE NOWOŚCI LOTNICZE



REDAKCJA I ADMINISTRACJA
CZERWONEGO KRZYŻA 9 m. 12 TEL. 25222
CZYNNE CODZIENNIE OD GODZ. 17 DO 18

PRZEDPŁATĘ KWARTALNĄ 7 ZŁ
PRZYJMUJE ADMINISTRACJA I POCZTOWA
KASA OSZCZĘDNOŚCI NA KONTO NR. 28358

CENA ZESZYTU ZŁ. 2,50

WARSZAWA

Nr. 4

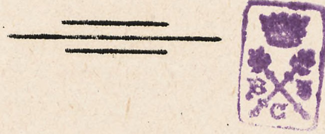
WRZESIEŃ · GRUDZIEŃ 1933

Techniczne Nowości Lotnicze

MIESIĘCZNIK TECHNICZNO-NAUKOWY, POŚWIĘCONY LOTNICTWU.

Nr. 4. | Wrzesień-Grudzień. | 1933 r.

TREŚĆ: str.



PROJEKTOWANIE SPRĘŻYN ZAWOROWYCH
The Design of Valve Springs
F. Nixon
Aircraft Engineering, September 1933.

Żadna z części nowoczesnego silnika samochodowego lub lotniczego nie przysparza tylu kłopotów, ile sprężyna zaworowa. Przeciętny silnik samochodowy posiada od sześciu do szesnastu takich sprężyn, podczas gdy nierzadko się zdarza silnik lotniczy zaopatrzony w setkę i więcej tych części. Artykuł niniejszy zajmie się przedewszystkiem sprężynami, należącemi do tej drugiej kategorji silników.

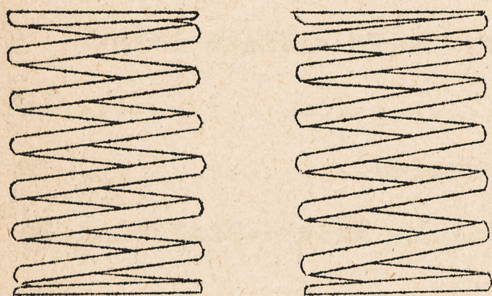
Sprężyny zaworowe pracują zazwyczaj przy ogromnych szybkościach i ze spółczynnikami bezpieczeństwa, któreby były niemożliwe do przyjęcia w żadnem innem miejscu silnika. W ostatnich paru latach zaznaczyły się dążenia wytwórców w kierunku oparcia projektowania i wytwarzania sprężyn na pewniejszych podstawach, ponadto zaś zostały przeprowadzone w tym kierunku szczegółowe badania przez Springs Research Committee of the Department of Scientific and Industrial Research, i podobne badania w Ameryce.

Zadaniem artykułu jest omówienie zagadnień, napotykanych przy projektowaniu sprężyn i przedstawienie prostej metody projektowania.

Falowanie sprężyn zaworowych.

W większości wypadków uszkodzenia sprężyn są przypisywane występującemu w nich falowaniu. Mimo przesady, która się w tem kryje należy się z tem zjawiskiem poważnie liczyć i eliminować je w miarę możności.

Falowanie występuje wówczas, gdy ilość ugięć sprężyny w jednostce czasu równa się, lub też jest całkowitą liczbę razy większa lub mniejsza od ilości drgań własnych sprężyny. Skutkiem powstającego rezonansu pojawia się w sprężynie fala, wędrująca tam i z powrotem wzdłuż sprężyny, i zmuszająca zwoje do zwierania i rozchylania się. Fala ta nakłada się z ruchem przymusowym sprężyny. Pod ilością własnych drgań sprężyny rozumie się ilość całkowitych fal na minutę. Możliwe jest również jednoczesne rozpoczęcie się fali po obu stronach sprężyny, czemu towarzyszy powstanie węzła w połowie jej długości. Jak widać z rys.1 konsekwencją pojawienia się fali jest wzrost naprężeń przy jednym końcu sprężyny i spadek ich przy drugim. Zmiany takie następują 10.000 do 30.000 razy na minutę i są największe przy końcach sprężyn. W ten sposób naprężenia rosną powyżej wielkości przyjętych w obliczeniach i powodują spadek spółczynnika bezpieczeństwa.



Rys.1

Ilość drgań własnych sprężyn zaworowych jest wielkością rzędu 10.000 na minutę, to też w silnikach pracujących z ilością obrotów 2.000 do 3.000 na minutę falowanie sprężyn jest spowodowane rezonansem z drganiami harmonicznemi szóstego i dalszych rzędów krzywej wzniosu zaworów. Teorja synchronizmu drgań własnych sprężyn z harmonicznemi tej krzywej została szczegółowo opracowana przez Jehlego i Spillera[1] oraz Donkina i Clarka.[2] Twierdzą oni, że falowanie zachodzi w razie istnienia synchronizmu drgań sprężyny z harmonicznemi krzywej wzniosu zaworów i że intensywność falowania przy pewnej szybkości silnika jest proporcjonalna do amplitudy odpowiedniej harmonicznej.

Krzywe wzniosu zaworów były rozkładane na poszczególne harmoniczne poczem porównywano amplitudę falowania sprężyny przy różnych szybkościach z amplitudą harmonicznych. Jeśli nawet hipoteza powyższa okazała się słuszna dla sprężyn osadzonych w specjalnem urządzeniu próbnem, napędzanem silnikiem, to nie można twierdzić aby posiadała ona praktyczne znaczenie dla sprężyn pracujących w silniku. Należy to, być może przypisać temu, że sprężyny, pracujące w silniku znajdują się pod wpływem drgań, występujących w podstawie silnika, silniku oraz maszynie, na której silnik jest zamontowany, i są poruszane krzywkami. Możliwe jest, że temu należy zawdzięczać pewne nie dające się wytłumaczyć uszkodzenia sprężyn. Tolerancje wykonania powodują różnice między liczbą drgań własnych takich samych sprężyn, to też sprężyny wykonane według tego samego rysunku mogą się zachowywać na poszczególnych cylindrach niejednakowo. Co więcej sprężyny różnych wymiarów, posiadające tą samą obliczoną ilość drgań własnych nie zawsze wchodzą w rezonans przy tej samej ilości obrotów. Wnioski te zostały potwierdzone przez znanego amerykańskiego specjalistę w dziedzinie sprężyn.

Dojście do konkretnych wyników na podstawie obserwacji zachowania się sprężyn w pewnym silniku jest niezmiernie trudne. Z tych samych względów nie jest rzeczą bezpieczną opieranie się na próbach wytrzymałości sprężyn lub na próbach przeprowadzonych na silniku jednocylindrowym. Dodatnie wyniki otrzymane podczas tego rodzaju prób nie oznaczają, że sprężyny będą dobrze pracowały na silniku.

Nawet jeśli uznać, że hipoteza dotycząca amplitudy falowania sprężyn jest słuszna, to projektowanie krzywek rozrządu musiałoby się liczyć z tylu sprzecznemi wymaganiami, że wykonanie krzywki zadośćczyniącej potrzebom rozrządu, opóźnień i przyśpieszeń oraz szybkości zaworów, której odpowiadałaby krzywa wzniosu zaworów, posiadająca niektóre harmoniczne o dostatecznie niskich spółczynnikach, stałoby się niezmiernie utrudnione. W związku z tem należy gdzieindziej szukać środków zapobieżenia falowaniu sprężyn.

Sposoby zmniejszenia falowania.

Jest pożądanem zmniejszenie falowania do minimum. Do tego celu prowadzi szereg środków mniej lub więcej skutecznych. Pierwszy z nich jest polecany przez kapitana Andrew Swan'a[3] i polega na zastosowaniu sprężynujących palców, trących o zwoje sprężyn i tłumiących ich falowanie. Sposób ten nie nadaje się do użytku w wypadku stosowania paru sprężyn współosiowych, a znalazł jedynie zastosowanie w pewnych amerykańskich silnikach samochodowych. Inna metoda użyta na niektórych szybkobieżnych silnikach motocyklowych polega na tłumieniu falowania zapomocą tarcia dzięki temu, że dwie lub trzy sprężyny są wsunięte jedna w drugą bez luzu i napotykają na opór przy przesuwaniu się względem siebie.

Maksymalne naprężenie występujące przy falowaniu sprężyn może zostać ograniczone przez zmniejszenie zapasowego skoku sprężyn, pozostającego w chwili całkowitego ugięcia, jest to jednak połączone z licznemi wadami, jak hałasowanie i wytwarzanie się spłaszczeń na zwojach, stykających się ze sobą. Autor nie spotkał się mimo to z uszkodzeniem sprężyny, spowodowanem utworzeniem się takich spłaszczeń.

Zmiana ilości drgań własnych.

Bardziej skutecznym sposobem jest zmiana ilości drgań własnych sprężyny drogą nadania jej kształtu stożkowego lub zmniejszenia odległości między zwojami końcowemi, dzięki czemu zmiana obciążenia na jednostkę ugięcia oraz ilość drgań własnych rosną w miarę ugięcia sprężyny. Jeśli miejsce pozwala można zmniejszyć średnicę końcowych zwojów, wadą tego sposobu jednak jest zwiększony koszt sprężyny.

Synchronizm z harmonicznemi dziesiątego lub jedenastego rzędu powoduje falowanie, którego można nie brać pod uwagę, jak widać zatem można zapobiegać falowaniu przez projektowanie sprężyn o dostatecznie wysokiej liczbie drgań własnych. Sposobu tego nie można stosować bez ograniczeń, o czem będzie mowa później.

Pomysłowe zastosowanie tego sposobu jest dziełem firmy Packard[4] i polega na wpuszczeniu końców sprężyny dwuzwojowej w specjalne końcówki. Ilość drgań własnych składowych sprężyn jest dwukrotnie większa aniżeli by była ilość drgań własnych sprężyny równoważnej.

Innym przykładem jest rozrząd dwunastocylindrowego silnika Delage, przedstawionego na wystawie paryskiej w 1932 r., posiadający sprężyny o bardzo wysokiej liczbie drgań własnych, działające na zawory za pośrednictwem dźwigien, zwiększających skok i zmniejszających obciążenie. Zmiana obciążenia sprężyny nie jest przytem większa niż by była zmiana obciążenia sprężyny o dwukrotnie mniejszej ilości drgań, założonej współosiowo z zaworem. Wadami tego układu są połączone z nim komplikacje, większa ilość miejsca, jakiej wymaga, i zwiększone obciążenie, wymagające zastosowania mocniejszych sprężyn.

Falowanie sprężyn może być szkodliwe lub nie, co zależy od średniego naprężenia, występującego w sprężynie i od wahań naprężenia,

towarzyszących falowaniu. Według kap. Swana[3/] w gwałtownie falującej sprężynie możliwe jest 40 % -owe przekroczenie normalnego naprężenia maksymalnego, przy znacznych naprężeniach maksymalnych zatem istnieje możność przekroczenia bezpiecznej granicy naprężeń i uszkodzenia sprężyny. Takie uszkodzenia występują niekiedy w szybkobieżnych silnikach samochodowych i motocyklowych. W tych wypadkach szybkość tak rzadko pozostaje niezmienna w ciągu dłuższego okresu czasu, że czas używania sprężyn jest dostatecznie długi.

Z drugiej strony u sprężyn posiadających niższe naprężenie średnie występujących naprzykład w silnikach lotniczych, falowanie zmniejsza spółczynnik bezpieczeństwa, pozostawiając wszakże naprężenie maksymalne poniżej nieprzekraczalnej granicy. Silniki lotnicze pracują przez dłuższe okresy czasu przy stałej szybkości, może się zatem zdarzyć długotrwałe falowanie sprężyn jeśli szybkość biegu silnika będzie w odpowiednim stosunku do drgań własnych sprężyn.

Zmniejszony spółczynnik bezpieczeństwa, towarzyszący falowaniu, nakazuje zwrócić baczniejszą uwagę na wady materjału, które są w przekonaniu autora odpowiedzialne za większość uszkodzeń sprężyn silników lotniczych. Nie należy się obawiać przesady w podkreślaniu szkodliwości wad sprężyn. Falowanie jest zazwyczaj podawane jako przyczyna uszkodzeń sprężyn, uszkodzenia te jednak nie zachodziłyby nawet przy intensywniejszem falowaniu jeśliby materjał był bez wad. Przyczyną uszkodzeń jest jednoczesne występowanie wzrostu naprężeń wskutek falowania oraz wad powierzchniowych, nawet wtedy, jeśli uszkodzenie polega na odłamaniu końcowego zwoju sprężyny.Zdanie autora o roli wad materjału sprężyn jest poparte szeregiem przykładów wziętych z praktyki.

Materjał na sprężyny zaworowe.

Sprężyny zaworowe bywają wykonywane z drutu fortepianowego/ stal o wysokiej zawartości węgla/, ze stali węglistej lub krzemomanganowej, obrobionych cieplnie, ze stali węglistej, ciągnionej na zimno, oraz ze stali chromowanadowej.Stal chromowolframowa jest używana tylko w wyjątkowych wypadkach, kiedy sprężyny mają pracować przy wysokich temperaturach, jak naprzykład na tylnych cylindrach niektórych silników motocyklowych.

Wybór stali zależy w dużej mierze od względów, związanych z wytwarzaniem. Ogólnie biorąc stal węglista, ciągniona na zimno jest najprostsza w użyciu, gdyż wymaga tylko nawinięcia i odpuszczenia na niebiesko. Stal chromowanadowa posiada wyższą granicę naprężeń dopuszczalnych, wymaga jednak dłuższej i bardziej złożonej obróbki cieplnej jeśli mają być otzymane najlepsze wyniki. Po opanowaniu tej obróbki cieplnej i towarzyszącej jej skłonności sprężyn do odkształcania się, rezultaty osiągnięte ze stalą chromowanadową z pewnością usprawiedliwią poniesione trudy.

Ostatnie dwa materjały zostały znormalizowane przez Directorate of Technical Development of the Air Ministry w warunkach D.T.D.5 i D.T.D. 4 . Tablica I podaje główne punkty tych warunków.

Stwierdzono powyżej, że przy zastosowaniu dobrego materjału sprężyna nie powinna sprawiać kłopotów pod warunkiem żeby naprężenie podczas falowania pozostawało w granicy przywiązanej do średniego naprężenia panującego w sprężynie.Niestety otrzymanie drutu wolnego od wad jest niezmiernie trudne, czemu należy przypisać większość uszkodzeń sprężyn silników lotniczych, stosunkowo nieznacznie obciążonych. Handlowy drut do wytwarzania sprężyn może posiadać szereg wad, pochodzących od przeciągania, ślady korozji, trawienia, niemetaliczne inkluzje na lub pod samą powierzchnią, i może wykazywać wadliwą budowę,

Ważną wadą, nie dającą się wykryć bez pomocy mikroskopu jest odwęglenie zewnętrznej powierzchni drutu. Odwęglenie to zachodzi w wypadku drutu ciągnionego na zimno podczas przeprowadzania go przez piec o temperaturze 1000 do 1100°.

Tablica I.

Warunki angielskiego Ministerstwa Lotnictwa na stal sprężynową.

	D.T.D.4 Stal chromowanadowa	D.T.D.5 Stal węglista, ciągniona na zimno.
Skład chemiczny	%	%
Węgiel	0,40-0,50	0,65-0,85
Krzem	0,30 max.	0,30 max.
Mangan	0,50-0,70	0,40-0,80
Fosfór	0,05 max.	0,04 max.
Siarka	0,05 max.	0,04 max.
Chrom	1,0 -1,5	---------
Wanad	0,25 max.	---------
Obróbka cieplna.	Według wskazówek dostawcy	
Własności mechaniczne		
Wytrzymałość na rozerwanie	150-173 kg/mm^2	150-189 kg/mm^2

Próba na zginanie. Nie mniej niż trzy zmiany kierunku zagięcia przy zginaniu naokoło promienia równego trzykrotnej średnicy drutu. Pierwsze zagięcie się nie liczy.

Nowe warunki na stal węglistą do sprężyn, D.T.D.5A, biorą pod uwagę możliwe wady materjału i starają się je wyeliminować przez drobiazgową kontrolę. Warunki te powinny się przyczynić do znacznego przedłużenia używalności sprężyn, między innemi dzięki wprowadzeniu szlifowania celem usunięcia śladów odwęglania. Korzyści płynące ze szlifowania drutu zostały zobrazowane w pracy Swana'a, Sutton'a i Douglasa.[9]

Tablica II.

Warunki D.T.D.5A na sprężyny zaworowe i drut na sprężyny zaworowe.

I. Drut na sprężyny zaworowe.

Skład chemiczny.	%
Węgiel	0,70-0,80
Krzem	0,30 max.
Mangan	1,00 max.
Siarka	0,04 max.
Fosfór	0,04 max.

Obróbka zgrubna. Bloki z których są wykonywane pręty powinny być całkowicie obrobione, pręty zaś służące do wykonywania drutów powinny być całkowicie oszlifowane w pewnem stadjum przeciągania drutów.
Nieobecność wad. Drut powinien być wolny od wad. Odciąć próbki z obu końców każdego zwoju i trawić je we wrzącym 50-%ym kwasie solnym. Trawienie nie powinno wykazać wad materjału.
Próby mechaniczne. Odciąć próbki z obu końców każdego zwoju, odpuścić je na niebiesko w temperaturze między 200 a 375° i poddać następującym próbom:

Wytrzymałość na rozerwanie: 150-189 kg/ mm^2

Próba na zginanie: Nie mniej niż trzy zmiany kierunku zagięcia przy zginaniu naokoło promienia równego trzykrotnej średnicy drutu. Pierwsze zagięcie się nie liczy.

Badanie mikroskopowe. Próbka wzięta po końcowem oszlifowaniu i oglądana pod mikroskopem nie powinna wykazywać śladów odwęglania.

Ochrona przeciwko korozji. Drut powinien być zabezpieczony przed korozją.

II. Sprężyny zaworowe.

Materjał. Sprężyny powinny być wykonane z materjału, odpowiadającego wyżej wymienionym warunkom.
Nieobecność wad. Sprężyny nie powinny wykazywać wad.
Obróbka cieplna. Sprężyny powinny być odpuszczone przy temperaturze pomiędzy 200 a 375°.
Segregacja drutu. Zwoje drutu o tej samej średnicy i wykonane z tego samego odlewu materjału powinny być przechowywane razem w sztukach nie przekraczających 51 kg.
Próbki. Próbki o długości wystarczającej dla przeprowadzenia jednej próby na rozciąganie i jednej na zginanie powinny być wzięte z każdej sztuki drutu i odpuszczone jednocześnie z pierwszą partją sprężyn, wykonanych z tej samej sztuki drutu. Z następnemi partjami sprężyn, wykonanemi z tej samej sztuki drutu winny być odpuszczone małe próbki, wystarczające dla przeprowadzenia próby twardości.
Próby mechaniczne. Wyniki prób przeprowadzonych na tych próbkach winny odpowiadać wynikom uzyskanym przy badaniu drutu, opisanem w części I.

Naprężenie podczas pracy.

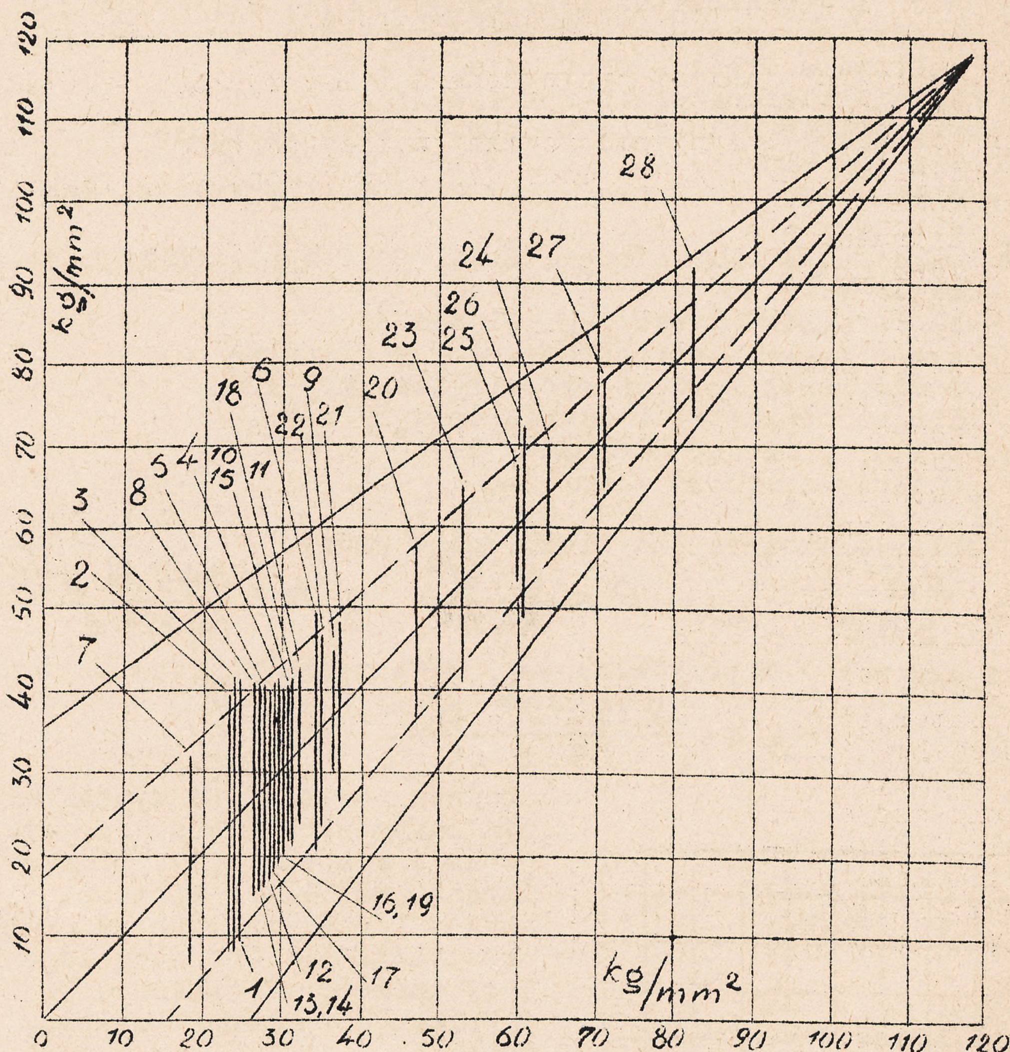
Dla dobrego projektowania sprężyn konieczna jest znajomość właściwości materjału, z którego się je wykonywa. W celu wyznaczenia granicy zmęczenia sprężyn pracujących na skręcanie i określenia czynników wpływających na wytrzymałość sprężyn na zmęczenie zostały przeprowadzone szczegółowe badania. Wiele z pośród tych badań jest dziełem Springs Research Committee of the Department of Scientific and Industrial Research i stanowi przedmiot specjalnego sprawozdania. 6/ To samo sprawozdanie zawiera spis dzieł, poświęconych projektowaniu sprężyn, z któremi powinien się zapoznać każdy pracujący w tym kierunku.

Pewna liczba badań została poświęcona badaniu wytrzymałości na zmęczenie próbnych sprężyn, pracujących pod zmiennem obciążeniem oraz zachowania się sprężyn podczas normalnej pracy w silniku. Praca dokonana w tym kierunku posiada wielkie znaczenie dla projektowania sprężyn ze względu na złożony charakter, jaki posiadają naprężenia, występujące w sprężynach i składające się ze zginania, ścinania oraz skręcania. Podział naprężeń został gruntownie zbadany przez prof. F.C.Lea i F.Heywooda. 7/

Krańcowe wartości zmęczenia wyznaczone przez większość badaczy, są z reguły nieco wyższe niż dane, otrzymane z praktyki. Dla dania podstawy dla doboru bezpiecznych naprężeń przy obliczaniu sprężyn została zbudowana krzywa wytrzymałości na zmęczenie, przedstawiona na rys.2, będąca wynikiem zestawienia wartości, polecanych przez fachowców oraz oparcia się na sprężynach wykonanych, pracujących w sposób zadawalający. Wykres ten podaje bezpieczny zakres zmiany obciążenia sprężyny dla pewnego obciążenia średniego. Należy zaznaczyć, że naprężenia wzięte tu pod uwagę uwzględniają efekt Rövera o którym będzie mowa później.

Z pełnych linji wykresu wynika, że dla średniego naprężenia 30 kg/mm² zakres maksymalnej zmiany naprężeń wynosi 52 kg/mm²; w miarę zwiększania się średnich naprężeń zakres ten maleje. Linje kreskowane przedstawiają polecany zakres zmiany obciążeń sprężyny podczas normalnej pracy, który wynosi naprzykład dla obciążenia 30 kg/mm² - 27 kg/mm². Pod warunkiem, że materjał sprężyny nie posiada wad, sprężyna zaprojektowana według tego wykresu nie powinna w żadnym razie sprawiać kłopotów. Sprężyny wolne od falowania podczas pracy

mogą być obliczane na naprężenia wyższe od podanych przez wykres, w tym wypadku należy się jednak uciec do prób w ruchu sprężyny dla przekonania się, czy falowanie rzeczywiście nie zachodzi.



Rys. 2.

Projektowanie sprężyn zaworowych.

Wzory na obliczanie sprężyn, podane poniżej, różnią się od zazwyczaj używanych tem, że biorą pod uwagę zakrzywienie drutu. Dla spotykanych w praktyce stosunków średnicy sprężyny do średnicy drutu zakrzywienie to powiększa naprężenie skręcające, panujące w zewnętrznych włóknach, położonych od wewnątrz drutu sprężyny, o 17% w stosunku do wartości, otrzymanej na podstawie normalnego obliczenia. Jest to t. zw. efekt Lövera lub Wahla, szczegółowo zbadany przez Adamsa. 8/ Efekt ten wpływa również na zmianę obciążenia sprężyny w miarę uginania, w sposób tak nieznaczny, że można tego nie brać pod uwagę.

Celem uproszczenia doboru sprężyn przyjęło się korzystanie z tablic biorących pod uwagę wszystkie zmienne oprócz średnicy sprężyny i liczby zwojów. Tablice takie nie pozwalają jednak uniknąć szeregu prób i kompromisu między dwiema cechami sprężyny: naprężeniem i charakterystyką/czyli stosunkiem obciążenia do ugięcia./ Przez stosowne połączenie wzorów autor dowiódł wzajemnej zależności pomiędzy cechami charakterystycznemi sprężyn i wskazał na sposób szybkiego projektowania sprężyn, zadośćczyniących pewnemu układowi warunków, narzuconych przez zadanie które ma sprężyna wykonywać.

Będą użyte następujące oznaczenia:

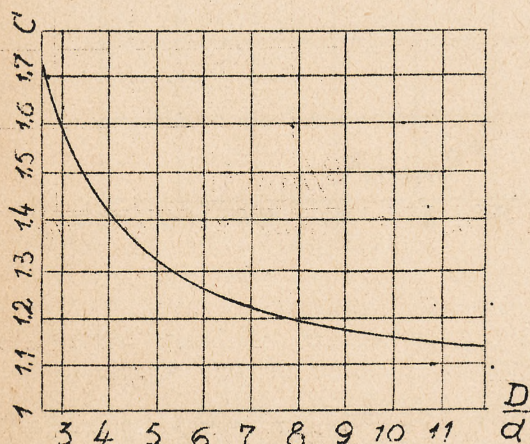
D średnia średnica sprężyny / cm./
d średnica drutu / cm./
i ilość zwojów czynnych / dla sprężyn zamkniętych przy końcach i = całkowita ilość zwojów mniej 2 1/4 lub 2 1/2 zależnie od wyrobu, dla sprężyn otwartych przy końcach i = całkowita ilość zwojów mniej 1 1/2 /
P siła wywierana przez sprężynę/kg/
k naprężenie ścinające w drucie, odpowiadające obciążeniu P / kg/ cm²/
R charakterystyka sprężyny = siła w kg potrzebna dla ugięcia sprężyny o 1 cm /kg/cm/
Δk maksymalna zmiana naprężenia, odpowiadająca zmianie obciążenia ΔP
C spółczynnik Rövera / patrz rys.3/
N ilość drgań własnych sprężyny / drgań na min./
G spółczynnik sprężystości poprzecznej równy 810000 kg/cm²
l długość sprężyny w stanie wolnym/ cm/
p odstęp pomiędzy zwojami / cm/
f ugięcie sprężyny / cm/

Do obliczenia sprężyny służą znane wzory:

$$P = \frac{\pi d^3 \cdot k}{8 D \cdot C} \quad /1/ \qquad R = \frac{G \cdot d^4}{8 i D^3} \quad /2/ \qquad N = \frac{598 . d . p \sqrt{G}}{(D/2)^2 \cdot l} \quad /3/$$

Ponieważ 1/p = i / w przybliżeniu/, więc można napisać :

$$N = \frac{2,15 \cdot 10^6 \cdot d}{D^2 \cdot i} \quad /4/$$



Rys. 3

Średnia wartość D/d wynosi dla sprężyn zaworowych około 8,6, czemu odpowiada C równe 1,17. Błąd przy przyjmowaniu tej samej wartości dla stosunków D/d mniejszych aż do 6,5 nie przekracza 5 %. Poniżej tego D/d należy znaleść odpowiednie C z rys.3 i przerobić podane w dalszym ciągu wzory.

$$P = \frac{\pi d^3 \cdot k}{8 D \cdot 1,17} \quad /5/$$

Przez połączenie wzorów /2/, /4/, i /5/ powstanie następujący wzór:

$$\frac{P N}{R} = 7,15\, k \quad /6/$$

Zmiana obciążenia przy przejściu od zamknięcia do otwarcia zaworu wyniesie ΔP = R.f czemu będzie odpowiadać zmiana naprężenia

$$\Delta k = \frac{N \cdot f}{7,15} \quad /7/$$

Chcąc się posługiwać podanemi wzorami należy przyjąć wartości naprężenia maksymalnego i dozwolonej zmiany naprężeń oraz dobraną do rozpatrywanego wypadku ilość drgań własnych. Dla silników lotniczych przyjmuje się maksymalne naprężenie na 42,5 kg/mm². Zmiana naprężenia zależy całkowicie od ugięcia i ilości drgań własnych sprężyny i nie powinna w żadnym wypadku przekraczać 26 kg/ mm² jeśli naprężenie maksymalne osiąga wyżej podaną wartość 42,5 kg/ mm². Ilość drgań własnych może być korzystnie ustalona w ten sposób, aby przy normalnej szybkości silnika nie występował synchronizm tej ilości drgań z żadną z harmonicznych krzywej wzniosu zaworów poniżej jedenastego rzędu. Krótko mówiąc minimalna ilość drgań własnych winna być około 6,6-krotnie razy większa od ilości obrotów silnika.

Podstawienie tego warunku w równanie / 7 / da wygodną podstawę wyznaczenia przybliżonej zmiany naprężeń w sprężynie dla pewnej ilości obrotów i ugięcia sprężyny.

$$\Delta k = 0{,}78 . n : f \qquad / 8 /$$

Może się zdarzyć, że obliczona w ten sposób zmiana naprężeń wypadnie mniejsza od 26 kg/ mm² i że okaże się korzystnem powiększyć ilość drgań własnych sprężyny odsuwając ją jednocześnie z powiększeniem zmiany naprężeń od strefy synchronizmu.

Jeśli szybkość silnika lub ugięcie sprężyny są bardzo znaczne, równanie /8/ da wartość zmiany naprężeń większą niż polecona, przyczem może się okazać, że sprężyna nie będzie wogóle wywierała nacisku po zamknięciu zaworu. Otrzymanie takiego wyniku zmusza do obrania jednego z następujących sposobów postępowania. Sprężyny silników szybkobieżnych muszą pracować przy dużej zmianie naprężeń, albo też należy zmniejszyć ilość drgań własnych. Obie ewentualności są możliwe do przyjęcia dzięki temu, że niewiele silników pracuje przy maksymalnej ilości obrotów przez dłuższy okres czasu. Bardzo znaczne ugięcia sprężyn są rzadko spotykane dzięki konieczności wytwarzania przez sprężynę nacisku, wystarczającego dla utrzymania kontaktu między zaworem a kułakiem.

Następujący przykład posłuży dla praktycznego zaznajomienia się ze sposobem obliczenia sprężyny zaworowej. Odpowiednie dane powinny być zestawione w tablicę / patrz tablica III /. Dla zapisywania otrzymanych wyników korzystnie jest posługiwać się tabliczką o układzie jak tablica IV.

Dane są :

Ilość obrotów silnika	5000 obr/ min
Skok zaworu	6,4 mm
Minimalna średnica wewnętrzna	15,2 mm
Maksymalna długość po założeniu	38,0 mm
Siła w sprężynie założonej	13,6 kg
Siła w sprężynie ugiętej	27,2 kg

Według równania /8/ będzie

$$\Delta k = 0{,}78.5000.0{,}64 = 2500 \text{ kg / cm}^2$$

Rys. 2 wskazuje, że maksymalne naprężenie dla tej zmiany naprężenia wynosi 4580 kg/ cm². Podstawienie tego w rownanie /5/ daje

$$P.D = \frac{\pi d^3 . 4580}{8 . 1{,}17} = 1540\, d^3 \qquad /9/$$

$N = 5{,}6.5000 = 28000$ drgań/ min .... / 10 /, będzie zatem

$$R.D = \frac{1540\, d^3\, 28000}{7{,}15 . 4580} = 1316\, d^3 \qquad /11/$$

Na podstawie wzorów /9/ i /11/ zostają obliczone wartości, umieszczone w kolumnach 3 i 4 tablicy III, odpowiadające zazwyczaj używanym średnicom drutu.

Dzieląc liczby kolumny 3 przez średnią średnicę sprężyny otrzyma się obciążenie, odpowiadające naprężeniu 45,8 kg/ mm² i ilości drgań własnych 28000 na minutę. Ilość zwojów czynnych będzie ilorazem z podzielenia liczb w kolumnie 5 przez R.D³.

Łatwo się przekonać, że najdogodniejszym będzie drut o średnicy 3,3 mm. Przyjmując minimalną średnią średnicę o wielkości 18,5 mm / 15,2 +3,3 / wypadnie dać zbyt dużą ilość zwojów dla otrzymania właściwej charakterystyki sprężyny. Dane 1 kolumny tablicy IV są obliczone dla średnicy 19 mm. Obciążenie po założeniu wypada cokolwiek mniejsze niż potrzeba, wypadnie zatem nieco powiększyć obciążenia i naprężenia.

Zmniejszeniu uległa ilość czynnych zwojów zaokrąglonych do najbliższej ćwiartki. Sprężyna wykonana według danych kolumny 2 winna pracować w sposób zadawalający, posiada bowiem dostatecznie wysoką ilość drgań własnych, a wielkość naprężeń zapewnia jej bezpieczeństwo pracy.

Tablica III.

1	2	3	4	5
d cm	d^3 cm^3	P.D.	R.D.	$1/8 G d^4$
0,59	0,2054	316,5	270,5	12270
0,54	0,1575	242,5	207,2	8620
0,49	0,1176	181,2	155,0	5840
0,45	0,0911	140,3	119,8	4150
0,41	0,0689	106,2	90,8	2860
0,37	0,0506	78,0	66,7	1896
0,33	0,0359	55,4	47,3	1201
0,29	0,0244	37,6	32,1	716
0,26	0,0176	27,1	23,1	463
0,23	0,0122	18,7	16,0	284
0,20	0,0080	12,3	10,5	162

Tablica IV.

Numer sprężyny.	1	2
Srednia średnica sprężyny / mm/	19	19
Srednica drutu / mm/	3,3	3,3
Ilość czynnych zwojów	7,02	7,0
Całkowita ilość zwojów	9,27	9,25
Charakterystyka / kg/cm /	24,9	25,0
Obciążenie po zamontowaniu /kg/	13,2	13,6
Obciążenie po otwarciu zaworu / kg /	29,1	29,6
Naprężenie po otwarciu zaworu / kg/mm^2 /	45,8	46,6
Zmiana naprężenia / kg/ mm^2 /	25,0	25,2
Ilość drgań własnych	28000	28100
Długość w stanie wolnym /mm /	30,6	30,5
Długość po otwarciu zaworu/ mm /	31,6	31,6
Długość po zamontowaniu / mm /	38,0	38,0

Jest rzeczą zrozumiałą, że rozwiązanie podobnego zagadnienia nie wymaga tylu trudów, Koniecznem jest jedynie otrzymanie wzorów /9/,/10/ i / 11/ i obliczenie stałych według kolumny 3 i 4 tablicy III dla jakichś trzech średnic drutu, co przy pewnej praktyce wymaga bardzo krótkiego czasu.

Tablica V zawiera dane tyczące się typowych sprężyn, używanych we współczesnych silnikach samochodowych i lotniczych. Na podstawie występujących w nich naprężeń, został ustawiony wykres rys.2. Jak widać sprężyny w silnikach lotniczych pracują przy większym spółczynniku bezpieczeństwa. Należy zwrócić uwagę na sprężyny, umieszczone w tej tablicy pod numerami 20 i 22 . Pierwsza z nich sprawiała dużo kłopotów, które ustały z chwilą zastąpienia jej sprężyną 22, posiadającą zwiększoną ilość drgań własnych i dwukrotnie większy spółczynnik bezpieczeństwa.

Koniecznym warunkiem dopuszczenia sprężyny do zastosowania na silniku jest poddanie jej jaknajsurowszej kontroli i upewnienie się., że materjał i sprężyna są wolne od wad. Warunki D.T.D.5A wskazują na drogę, którą należy przytem obrać.

Wymiary sprężyny winny odpowiadać rysunkowi, który powinien przewidywać możliwie duże tolerancje dla obciążenia i charakterystyki sprężyny. W większości wypadków warunki, postawione wytwórcy sprężyn

Tablica V.

Nr. zesp.	Nr. spr.	Sprężyna.	Średnie Ø mm	Ø drutu mm	Ilość zwojów czynn.	Charakteryst. kg/cm	Obciąż. założ. kg.	Obciąż. ugiętej kg	Napręż. ugiętej kg/mm²	Zmiana napręż. kg/mm²	Ilość drgań własn.	Skok zaw. mm	Ilość obr. siln.
1	1	Zewn	53,6	6,0	3,25	26,1	12,0	55,3	41,0	32,0	13850	16,6	2000
	2	Środ	40,1	4,5	4,5	14,3	6,4	29,9	39,4	31,0	13300	----	2250
	3	Wewn	29,4	3,2	5,5	7,6	2,7	15,4	41,1	33,9	14500	----	----
2	4	Zewn	47,5	4,9	4,0	14,0	15,0	34,9	41,3	23,6	11700	14,3	1950
	5	Wewn	36,4	4,2	5,5	11,8	10,4	27,2	40,2	24,7	12300	----	----
3	6	12/zaw	8,7	1,5	27,75	3,0	2,7	6,8	49,5	29,6	15700	13,5	1950
4	7	Zewn	38,0	5,0	4,5	25,6	6,4	34,7	31,5	25,7	16500	11,0	3000
	8	Wewn	26,0	2,9	5,6	7,4	4,3	12,5	39,8	26,0	16700	----	----
5	9	Zewn	43,2	4,1	6,0	5,7	15,4	22,7	43,5	13,9	7800	12,7	2000
	10	Środ	32,2	3,7	7,0	7,7	10,7	20,4	40,0	19,1	10800	----	2250
	11	Wewn	22,9	2,6	11,0	4,1	6,1	11,3	41,9	19,2	10880	----	----
6	12	Zewn	53,6	4,9	2,6	14,2	11,7	29,5	40,6	24,4	13900	12,7	3000
	13	Środ	41,4	4,1	3,5	11,1	7,9	22,0	40,6	26,0	14550	----	----
	14	Wewn	30,9	3,3	5,0	7,6	5,5	15,2	40,8	26,0	14550	----	----
7	15	Zewn	53,6	4,9	3,3	11,5	15,0	29,5	40,6	20,0	11200	12,7	3000
	16	Środ	41,4	4,1	4,2	9,1	10,4	22,0	40,6	21,4	12000	----	----
	17	Wewn	30,9	3,3	5,5	6,9	6,4	15,2	40,8	23,6	13250	----	----
8	18	Zewn	32,5	3,3	6,25	5,6	7,6	15,4	41,4	21,0	10700	12,7	2000
	19	Wewn	23,7	2,6	9,25	4,0	4,9	11,3	40,2	21,1	10920	----	----
9	20	Zewn	28,5	3,7	5,5	14,1	20,9	33,6	58,3	22,1	17500	9,0	3500
	21	Wewn	19,7	2,5	7.75	6,6	6,8	12,7	48,5	22,5	17800	----	----
	22	Zewn	29,0	4,1	5,5	20,7	17,7	36,3	47,0	23,9	19000	----	----
10	23	1/zaw	17,8	2,6	6,75	13,0	14,1	22,7	65,4	24,9	26600	6,6	3750
11	24	1/zaw	38,8	4,6	7,0	10,9	47,2	57,6	70,0	12,6	9300	9,5	3000
12	25	1/zaw	23,5	2,6	6,5	5,8	13,8	17,5	66,3	13,7	15750	6,4	3000
13	26	1/zaw	17,8	2,6	7,0	12,5	16,8	25,0	72,1	23,9	25600	6,6	3750
14	27	Zewn	33,6	3,4	5,5	16,7	26,0	31,3	77,5	13,2	11860	7,9	4000
	28	Wewn	23,2	2,5	5,75	5,4	16,3	20,6	91,7	19,2	17400	----	----

Sprężyny 1 do 19 .... silniki lotnicze
Sprężyny 20 do 26....... silniki samochodowe
Sprężyny 27 i 28........ silniki motocyklowe

są niemożliwe do spełnienia. Tak więc zmiana średnicy drutu 2,6 mm o 0,025 mm spowoduje 3 %-ową zmianę charakterystyki sprężyny podczas gdy różnica 0,38 mm średniej średnicy 25,4 mm jest równoważna 5 %-owej zmianie charakterystyki, zaś różnica 0,25 zwoja na 8 zwojów zmienia charakterystykę o 3 %. O ile to tylko jest możliwe, tolerancja charakterystyki winna wynosić plus minus 10 %.

Chcąc uniknąć odłamywania się końcowych zwojów należy dbać aby nie były one odpuszczone na niebiesko. Duże znaczenie ma dobre przyleganie sprężyn u podstaw i dopasowanie ich do podtrzymujących je gniazd.

Drut i sprężyny nie powinny być zaatakowane przez korozję, obniżającą w bardzo znacznym stopniu wytrzymałość na zmęczenie. Mający dużo do czynienia z drutem sprężynowym powinni nosić rękawiczki posypane kredą, zaś sprężyny nieuodparniane powierzchniowo muszą być pokryte lanoliną natychmiast po odpuszczeniu.

Sprężyny pracujące w zamkniętych skrzynkach mogą być założone bez dodatkowej ochrony powierzchniowej, która staje się jednak konieczna jeśli sprężyna jest wystawiona na wpływy atmosferyczne. Dobre skutki daje parkeryzowanie piaskowanej sprężyny, lepiej jednak jest uodpornić powierzchnię galwanicznie, najkorzystniej przez kadmowanie; należy przytem unikać spowodowania kruchości materjału pod wpływem wodoru.

Sprostowanie: wszędzie gdzie napisano "kg/mn²" ma być "kg/mm²".

---oooOooo---

Spis prac wymienionych w tekście.

1. " Idiosyncrasies of Valve Mechnisms and Their Causes" przez F.Jehle i W.R.Spiller. S.A.E. Journal, February 1929 str. 133.
2. "Electric Telemeter and Valve Spring Surge" przez W.T. Donkin i H.H.Clark. S.A.E. Journal, March 1929 str. 315.
3. " The Surging of Engine Valve Springs" przez A. Swan i L.G. Savage. D.S.I.R. Engineering Research Special Report Nr.10.
4. " Designing the Dual Valve Spring" przez A.Moorhouse i W.R. Griswold. S.A.E. Journal, November 1928 str. 461 .
5. " Investigation of Steels for Aircraft Engine Valve Springs" przez A. Swana, H. Sutton i W.D.Douglas. Proc.I.Mech.E.1931 str.261.
6. " Report of the Springs Research Committee" Department of Scientific and Industrial Research, 1931.
7. " The Failure of Some Stell Wires under Repeated Torsional Stresses" przez F.C.Lea i F.Heywood. Proc.I.Mech.E.1927 str.403.
8. " Shear Stresses in Helical Springs" przez L.E.Adams. The Engineer, June 26th, 1931.

OBLICZENIE CHŁODZENIA POWIETRZNEGO CYLINDRA SILNIKA LOTNICZEGO.

K rasczetu wozdusznogo ochłożdienia cilindra awiadwigatiela.

Inż. mech. L.G. Szeremietjew.

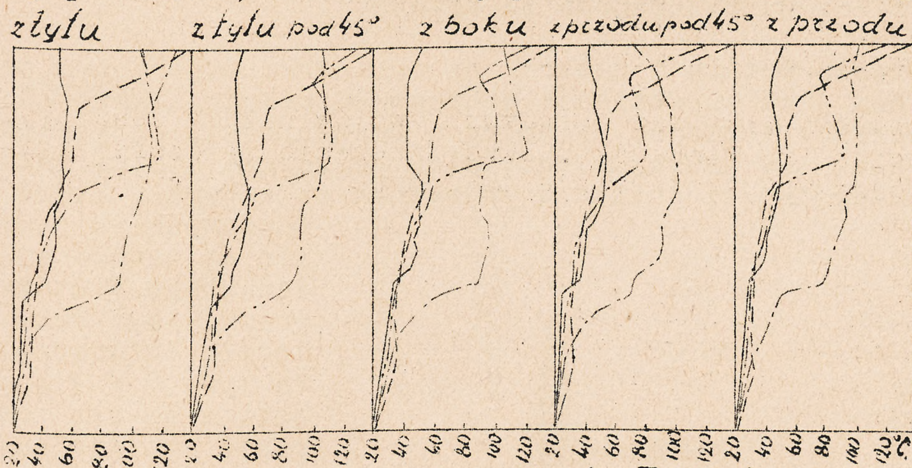
Tiechnika Wozdusznogo Fłota Nr.4 1932 r.

/ zakończenie /

Na rys. 6 są przedstawione krzywe rozkładu temperatur na ściankach cylindrów doświadczalnych silnika Siemens otrzymane[1] w warunkach sztucznego ogrzewania cylindra / w przestrzeni dawkowej był założony piec elektryczny/, przy chłodzeniu go swobodnym strumieniem powietrza.

1/ Doświadczenie Gosslau, VDI, 1928, N.40.

Równomierne odprowadzanie ciepła charakteryzuje się płynnym wzrostem temperatury od dołu cylindra do jego głowicy. Dla cylindra z odejmowaną żeliwną głowicą widzimy na wysokości azbestowo miedzianej podkładki, umieszczonej pomiędzy cylindrem a głowicą, ostry skok krzywej temperatur; odwrotnie dla cylindra z głowicą aluminjową różnica w temperaturach cylindra i głowicy jest względnie niewielką. Nadzwyczaj poglądową jest w tym wypadku krzywa temperatur dla cylindra z głowicą bez żeber świadcząca o względnie gorszem odprowadzeniu ciepła.



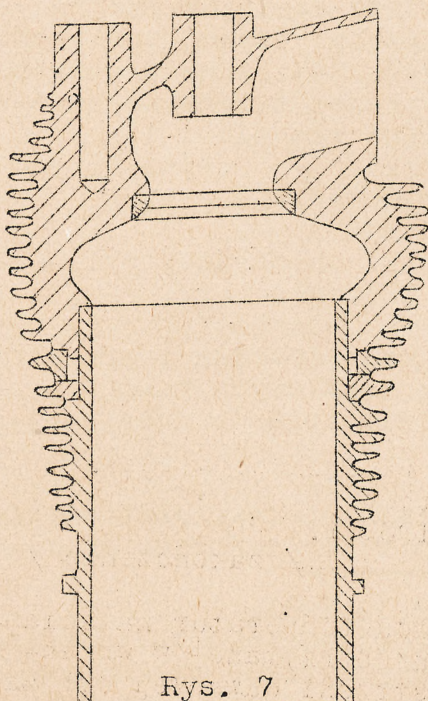
Rys. 6 (patrz Tabl. str 17)

Najbardziej rozpowszechnioną w obecnych czasach konstrukcją cylindra chłodzonego powietrzem jest jak wiadomo, otwarta stalowa tuleja z nakręconą na gorąco / rzadziej **zalaną**./ aluminjową głowicą.

Niektóre firmy doszły do tego typu bezpośrednio, inne - stopniowo, wypróbowawszy przedtem szereg różnych konstrukcyj.

Do pierwszych zaliczają się, np. Pratt & Whitney / Ameryka/ i Armstrong-Siddeley / Anglja / ; dla cylindrów Pratt & Whitney charakterystycznem jest użebrowanie komory zaworu wydechowego; czasami takie użebrowanie rozciąga się i na komorę zaworu wlotowego a to celem zwiększenia ogólnej powierzchni chłodzenia głowicy.

Wspomniane wyżej typy cylindrów Siemens'a były podstawą doświadczalną dla stworzenia współczesnego typu, który firma stosuje od 1925 r.; cylinder tego typu był powiększony w 1928r. do średnicy 154 mm. dla silnika Siemens Sh 20 / rys,7 / przy zastosowaniu nakręcanej głowicy.


Rys. 7

Rozwój silników Wright'a " Whirlwind" od serji J-1 do serji J-6 również może być przykładem ewolucji cylindra ; przyjęta początkowo przez firmę konstrukcja Lawrance'a / od serji J-1 do serji J-4B, z aluminjową koszulką, stopniowo została wyparta przez cylinder typu Heron'a / począwszy od serji J-5 /, z użebrowanym stalowym cylindrem i nakręcaną głowicą [1].

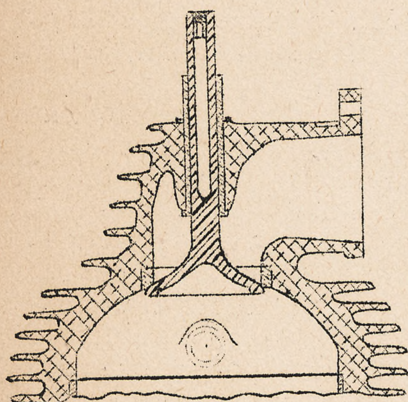
Konstrukcja cylindra, przyjęta w swoim czasie / 1920 r./ przez f. Bristol dla silników " Jupiter" / aluminjowa głowica, przykręcona na śrubach szpilkowych do dna cylindra/ została obecnie / od 1929 r./zarzucona wobec niedostatecznego odprowadza-

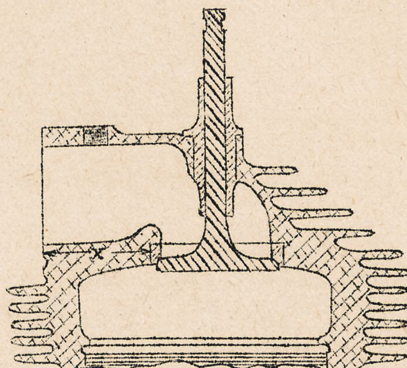
---

1/. Ulepszenie odprowadzania ciepła od ścianek cylindra umożliwia przechodzenie na uboższe mieszanki i otrzymywania stąd mniejszego zużycia paliwa. Ewolucja silników "Whirlwind" / ich cylindrów/ i ich charakterystyki zużycia paliwa zostały szczegółowo omówione w art. Jones'a w S.A.E. Journal, 1926. No.3.

nia ciepła od stalowego dna cylindra i możliwości jego paczenia się. W nowej serji F silników typu: " Jupiter", " Merkury" i" Pegasus", firma przeszła na nowoczesny cylinder z głowicą, nakręcaną na cylinder bez denka. W cylindrze tym ciekawą częścią jest głowica odkuta z jednej sztuki / stop "Y"/ z wyfrezowanemi żeberkami.

Przy rozmieszczaniu metalu i żeberek na cylindrze chłodzonym powietrzem bardzo ważnem jest zapewnienie dobrego odprowadzania ciepła od najbardziej ogrzanych części i miejsc cylindra - bezpośrednio do powietrza, zmniejszając, albo też usuwając zupełnie, pośrednie ilości metalu. Dotyczy to w szczególności gniazd i prowadnic zaworowych, które odprowadzają ciepło od zaworu wydechowego i które powinny być bardzo dobrze chłodzone. Na rys. 8 i 9 pokazane są dla przykładu dwa warjanty głowicy z dobrem i złem odprowadzaniem ciepła od gniazd zaworowych; w drugim wypadku pomiędzy siodłem a żeberkiem znajdują się zbyt duże ilości metalu.





Rys. 8 i 9.

Przykładem bezpośredniego doprowadzania powietrza do silnie ogrzanych miejsc głowicy /omijając pośrednie masy metalu/może być, proponowane przez Fridla 1/ - chłodzenie powietrzem trzona zaworu wydechowego.

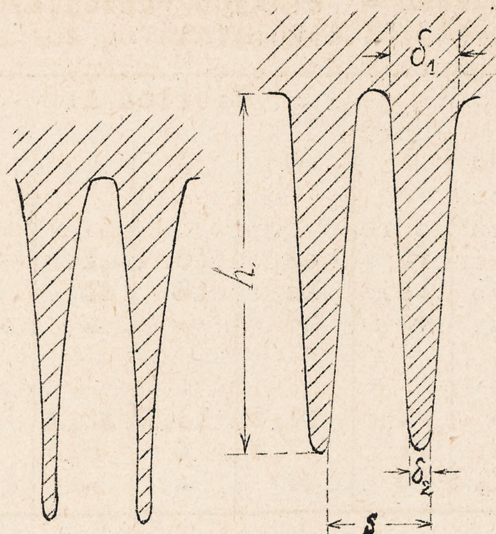
Przy rozmieszczaniu metalu w głowicy należy uwzględniać możliwe pole temperatur i nie dopuszczać do tworzenia się zastojów ciepła i lokalnych silnie nagrzanych punktów. Wprowadzony powyżej spółczynnik φ charakteryzuje konstrukcję pod tym względem. Stosowane w konstrukcjach amerykańskich sposoby odprowadzania ciepła od talerzyka zaworu / wypełnianie solami sodu lub litu, miedziane rdzenie i t.p./, mogą służyć jako przykład obniżania spółczynnika φ, jeżeli pod φ rozumieć stosunek $t_{max}/t_{śr}$ dla zaworu wydechowego.

Przy przybliżonych obliczeniach powierzchni chłodzącej cylindra można kierować się następującemi wytycznemi.

Wielkość użebrowanej powierzchni chłodzącej/ żeberka i przestrzenie międzyżeberkowe/ w nowoczesnych silnikach lotniczych waha się średnio w granicach od 150 do 220 cm²/ KM./ odniesione do mocy nominalnej. 3/

Najstosowniejszym, teoretycznie, kształtem żeberka, jest żeberko klinowe, utworzone przez dwie powierzchnie wklęsłe./ rys. 10./

1/ Patrz " Tiechnika Wozdusznogo Fłota ". Nr.10, 1931.
2/ W silnikach chłodzonych wodą, problem bezpośredniego chłodzenia zaworu, rozwiązuje się, jak wiadomo, zupełnie pomyślnie przez cyrkulację smaru.
3/ W związku z zastosowaniem okapotowań szczelinowych typu NACA i sprężarek, są tendencje do dodatkowego zwiększania jednostkowej powierzchni chłodzącej silnika / porówn. np., nowe silniki Bristol " Pegas" 550 KM. z powiększoną prawie o 50 % powierzchnią chłodzącą cylindra.



rys. 10. rys. 11.

Kształt taki, zgodnie z badami prof. Schmidt'a 1/, daje minimalny ciężar przy największem oddawaniu ciepła; w praktyce jednak wykonują żeberka trapezowe / rys.11/- są one prostsze w wyrobie i mało ustępują poprzednim pod względem wymiany ciepła.

Ze względów technologicznych grubość na końcu żeberka δ_2 przyjmuje się nie mniejszą niż 0,5 - 1mm. dla żeber stalowych i 1-2 mm. dla aluminjowych.

Stosunek wysokości żeberka do podstawy h/δ_1 dla żeberek stalowych waha się zwykle w granicach od 10 do 15 ; dla aluminjowych zaś żeberek głowicy wielkość ta może być w poszczególnych wypadkach nawet większą, w zależności od wielkości i kształtu żeberka / żeberka na głowicy, a w szczególności na fajkach zaworowych, nie stanowią często zamkniętego koła i rozmieszczone są niesymetrycznie grupami/. Powiększanie wysokości żeberka ponad określoną granicę daje zwiększenie ciężaru cylindra przy stosunkowo mniejszem zwiększeniu odprowadzania ciepła, ponieważ temperatura przy końcu żeberka różni się już wówczas mało od temperatury otaczającego powietrza. Pozatem, zbyt wysokie żeberka, wiążą się z szeregiem trudności natury technologicznej, a także uszkadzają się łatwo w użyciu; z rozważań tych wynika, że stosunku wysokości do podstawy h/δ_1 dla żeberek stalowych nie należy wykonywać większym od 12.

Rozstęp czyli odległość pomiędzy żeberkami S zależy od szybkości strumienia i wysokości żeberka, a prócz tego, określony jest względami technologicznemi. Podług Schmidt'a 2/ odległość pomiędzy dwoma żeberkami powinna być nie mniejszą od podwójnej grubości warstwy pogranicznej δ ; tak że rozstęp $S > 2\delta$; zaś δ powinno być proporcjonalne do

$$\sqrt[5]{\frac{d^4}{w}}$$

gdzie : d - średnica żeberka ....
w - szybkość strumienia..........

Im większa szybkość strumienia i im mniejsza wysokość żeberka tem gęściej, ogólnie biorąc, należy rozmieszczać żeberka. Z drugiej zaś strony , minimalny rozstęp ograniczony jest możliwościami technologicznemi. Dla odlanych aluminjowych żeberek rozstęp przyjmuje się od 8 do 12 mm., przyczem dla żeberek na powierzchni cylindrycznej mogą być wzięte mniejsze rozstępy, niż dla skomplikowanych grup żeberek głowicy, ponieważ w tym ostatnim wypadku utrudnia to odlew. Dla żeberek stalowych przyjmują się mniejsze rozstępy- od 6 do 8 mm.; niekiedy nawet 4 mm. / np. Wright J-6. /

Celem polepszenia chłodzenia tylnej części cylindra, stosują czasami, mimośrodowe ustawienie żeberek względem osi cylindra; w szczególności mimośrodowość 4,5 mm. jest stosowana we wszystkich cylindrach silników Gnome- Rhone " Jupiter". VI i VII seryj, w odróżnieniu od współśrodkowych żeberek cylindrów IV serji.

1/. VDI Nr. 26 i 28 1926.
2/. VDI Nr. 26 i 28 1926.

W tablicy 1. przytoczono dane Gibbson'a[1] o najdogodniejszych wymiarach trójkątnych żeberek przy szybkości strumienia 64 km/ godź.

Tablica 1.

Grubość δ_1, mm	0,25	0,95	1	2	3	4	5
Wysokość h mm:							
dla żeberek aluminjowych	-	-	20	29	35	41	45
" " stalowych	-	-	11	15	18	21	23
" " miedzianych	16	20	33	48	-	-	-
Stosunek h/δ_1:							
dla żeberek aluminjowych	-	-	20	14,5	11,7	10,3	9
" " stalowych	-	-	11	7,5	6	5.3	4,6
" " miedzianych	64	24,2	33	24	-	-	-

W tablicy 2 przytoczono wymiary użebrowanych powierzchni kilku cylindrów o chłodzeniu powietrznem / cylindry silników lotniczych./

Tablica 2.

Dane o wymiarach powierzchni użebrowanych niektórych silników lotniczych.

Nazwy wielkości:	Armstrong Siddeley "Jaguar" /typ IV P/	Gnome-Rhone "Jupiter" IV	Gnome-Rhone "Jupiter" VI	Wright "Whirlwind" J-5
Całkowita użebrowana powierzchnia chłodzenia cylindra, cm^2	4750	10153	8113	5500
Powierzchnia chłodzenia cylidra na 1 KM., cm^2/KM / w/g mocy nom/	173	217	152	165
Pow. chłodz. na 1KM, cm^2/KM	2690	3190	2545	3450
" " głowicy, cm^2	1200 /25,0%/	2263 /22,3%/	1991 /24,6%/	2584 /47%/
" " cylindra, cm^2	3550 /75,0%/	7890 /77,7%/	6122 /75,4%/	2916 /53%/
Aluminjowe żeberka głowicy:				
Rozstęp S, mm	10,5	10,0	10,0	10,5
Wysok. żeberka h, mm	17,5-31,5	25-36	25-36	15-34
Grubość przy podstawie δ_1 mm	3,5	3,5	3,5	3,5
" " końcu δ_2 "	2	2,5	2,5	2,0
Stosunek h/δ_1	5-9	7,2-10,3	7,2-10,3	4,3-9,7
Stożkowość δ_1/δ_2	1,75	1,4	1,4	1,75
Stalowe żeberka cylindra:				
Rozstęp S, mm	10,5	7,0	8	4
Wysokość żeberka h, mm	9-20	10-29	9,75-32,6	10,25
Grubość przy podstawie δ_1 mm.	2,5	1,4	1,4	1,0
" " końcu δ_2 "	1	0,7	0,7	0,5
Stosunek h/δ_1	3,6-8	7,1-21	7-23,3	10,25
Stożkowość δ_1/δ_2	2,5	2	2	0,5
Stożkowość w wysok. cylindra d_1/d_2	1,15	1,2	1,28	1
Mimośrodowość, mm	niema	niema	4,5	niema

1/ Autom. Eng. 1920.

Opierając się na wyżej powiedzianem, można wyznaczyć w przybliżeniu rozmieszczenie żeberek na projektowanym cylindrze; kwestja dalszych przeróbek powierzchni chłodzącej, celem otrzymania żądanych temperatur/ zaworu, głowicy, cylindra,/ może być rozwiązana oczywiście tylko drogą doświadczeń na jednocylindrowym układzie.

Celem wykorzystania drugiej drogi- doboru powierzchni chłodzącej ze znanych już elementów użebrowania, powinniśmy mieć do dyspozycji, dziś rzadko spotykany, materjał doświadczalny dotyczący oddawania ciepła przez typowe grupy żeberek w różnych warunkach 1/. Przez różne warunki należy tu rozumieć wpływ sąsiednich ścianek/ sąsiednich żeberek, okapotowania i t.d./ określających ruch powietrza w badanem miejscu powierzchni.

Na zakończenie wskażemy drogę doświadczalną, konieczną dla utworzenia podstaw przy projektowaniu powierzchni użebrowanej.

Doświadczenia te, z jednej strony, powinny wyjaśnić kwestję ilości ciepła odprowadzanego od cylindra jako całości oraz charakter funkcji wymiany ciepła dla szeregu typowych cylindrów chłodzonych powietrzem; tutaj odnosi się również zagadnienie związku pomiędzy średnią temperaturą cylindra, ilością odprowadzanego ciepła, warunkami pracy i warunkami opływu silnika. Z drugiej strony, koniecznem jest doświadczalne zbadanie wymiany ciepła przez oddzielne żeberka albo ich grupy i charakteru pola temperatur w różnych warunkach opływu.

W pierwszym wypadku doświadczenia nad kalorymetrowaniem ciepła odbieranego przez powietrze, mogą być przeprowadzane przy pomocy pieców elektrycznych wmontowanych wewnątrz cylindrów, celem ogrzania ich do temperatury występującej podczas pracy silnika, / do średniej temperatury- rozkład temperatur nie jest tu ważny, gdyż mówimy o oddawaniu ciepła przez cały cylinder/ i mierząc ilość ciepła zużyciem energji elektrycznej. Mając ilość ciepła, odprowadzaną przez powietrze przy danej szybkości opływu i średniej temperaturze cylindra w warunkach jego sztucznego ogrzewania będziemy mogli wykorzystać te dane celem określenia oddawania ciepła przez ten sam cylinder pracujący w tych samych warunkach na silniku t.j. przy tej samej szybkości opływu i tej samej średniej temperaturze powierzchni użebrowanej. W drugim wypadku powinny być przeprowadzone podobne doświadczenia dla oddzielnych żeberek, albo ich grup, przy temperaturach i w warunkach opływu odpowiadających pracy tych powierzchni na cylindrze silnika.

Otrzymane w ten sposób materjały mogą być wykorzystane zarówno dla obliczeń geometrycznie podobnych konstrukcyj, jak również dla projektowania żeberek dla cylindrów dowolnych kształtów i wymiarów.

---oooOooo---

Oznaczenia	———	-.-.-.-	———	—.—.—
Cylinder (tuleja)	Zamknięty	Otwarty		
Głowica	Stal	Żeliwo	Glin	
Żebra	koszulka użebrowana z zalaną tuleją			Niema

Tabelka do rys 6. (patrz. str 13)

1/Patrz, naprzykład, Techn. Notes NACA Nr.331.

NARZĘDZIA Z TWARDYCH STOPÓW.
Cemented Carbide Cutting Tools
Malcolm F.Judkins and William C.Uecker
The Machinist, July 8, 1933
/ zakończenie/

Uwaga. W poprzednim numerze podano omyłkowo przy tytule nazwę pisma. Powinno być " The Machinist" zamiast "Machinery".

Uchwyt lub trzymak dla założenia noża winien posiadać dostateczne wymiary i podpierać narzędzie możliwie blisko ostrza. Nóż używany na tokarce jest belką jednostronnie podpartą, której długość w części niepodtrzymanej winna być jaknajmniejsza w celu uniknięcia złych skutków, pochodzących od uginania się i drgania. Obrabiarki, przeznaczone dla narzędzi z twardych stopów, powinny umożliwiać założenie noży o grubych trzonkach. Nowsze tokarki przewidują zastosowanie noży pionowych lub stycznych, posiadających największą wytrzymałość z pośród tego rodzaju narzędzi i zasługujących z tego względu na jaknajszersze rozpowszechnienie.

Uchwyty dla przedmiotów obrabianych winny być masywne, sztywne i wymagać niewielkiej ilości czasu przy posługiwaniu się niemi. Nie należy nigdy zapominać, że znaczna ilość materjału, usuwana przy pomocy narzędzi z twardych stopów, powoduje obciążenie narzędzia i uchwytów, podtrzymujących narzędzie i przedmiot obrabiany, znacznie większe aniżeli przy zastosowaniu narzędzi starego typu.

Warunki skrawania.

Czynnikami wpływającemi na dobór takich warunków skrawania, jak posuw oraz szybkość i głębokość skrawania, są w głównej mierze ceny narzędzia lub czas używania pomiędzy jednem naostrzeniem a drugiem, wymagana lub pożądana szybkość produkcji, oraz tolerancje wymiarów i wykończenie powierzchni przedmiotu.

Ostateczna analiza warunków produkcji musi znaleść odpowiedź na wszystkie powyższe zapytania. Dane tablicy I, umieszczone w poprzednim zeszycie " Technicznych Nowości Lotniczych", stanowią jedynie orjentacyjny punkt wyjścia dla tych rozważań.

Następujące wyjaśnienie będzie dotyczyło dużych szybkości, przy których pracują zazwyczaj narzędzia z twardych stopów. Produkcja jest określona tylko przez trzy wielkości: posuw, szybkość i głębokość skrawania. Pod względem zużytej mocy otrzymuje się większą wydajność przy zdejmowaniu wiórów o większym przekroju, przyczem w większości wypadków obróbki ostrze mniej się zużywa przy dużym posuwie, niż przy małym. Zużycie mocy nie ma tak dużego znaczenia, jak wielu przypuszcza.

Zastosowanie twardych stopów uwalnia od pewnych ograniczeń, tyczących się szybkości skrawania, napotykanych przy posługiwaniu się zwykłemi materjałami obróbkowemi. Wielkie szybkości i małe posuwy, tak szkodliwe dla stali szybkotnącej, szkodzą narzędziom z twardych stopów w znacznie mniejszym stopniu ze względu na ich główną cechę jaką jest odporność na zużycie. Przy stosowaniu narzędzi z twardych stopów zdobywa się znacznie większą swobodę w dążeniu do otrzymania dobrego wykończenia i pozbycia się drgań. Dla każdego materjału istnieją krytyczne szybkości, powodujące nierówne wykończenie i nieraz drgania /Nickel Steel Bulletin No.11/. Stale szybkotnące wymagają często z tego względu zmniejszenia szybkości skrawania, prowadzącego do obniżenia produkcji. Narzędzia z twardych stopów umożliwiają podniesienie szybkości, prowadzące do poprawienia jakości obróbki i nie wywołujące znacznego zmniejszenia trwałości narzędzia.

Ze strony wielu istnieje skłonność do oczekiwania ze strony tych narzędzi zbyt wielkich wyników. Wzrost produkcji przez podniesienie szybkości skrawania jest możliwy jedynie kosztem czasu trwa-

nia narzędzia, niezależnie od materjału, z jakiego narzędzie jest wykonane. Mimo to narzędzia z twardych stopów będą pracowały dostatecznie długo przy znacznie większych szybkościach aniżeli jakikolwiek inny materjał narzędziowy za wyjątkiem djamentu.

Chłodziwo.

W wielu wypadkach zastosowanie odpowiedniego chłodziwa jest czynnikiem, decydującym o powodzeniu pewnej czynności obróbkowej. Okoliczność ta znalazła odpowiednie zrozumienie dopiero w niedawnych czasach. Ostatnie prace wykazały, że zagadnienia tego nie można rozwiązać stosując do tego celu wodę z sodą lub olej zmieszany z wodą. Jest rzeczą jasną, że dobre chłodziwo winno dobrze smarować i posiadać zdolność przenoszenia dużych obciążeń i przeciwdziałania spawaniu się i zacieraniu materjału, ponadto zaś dobrze odprowadzać ciepło.

Coraz większe zastosowanie jako chłodziwo przy skrawaniu stali znajduje dziś sulfonowany olej mineralny. Przyczynia się on nietylko do podniesienia jakości wykończenia i czasu używania narzędzia, ale i do zmniejszenia mocy zapotrzebowanej dla usunięcia pewnej ilości materjału. Tablica I / patrz poprzedni zeszyt/ podaje chłodziwa dla różnych materjałów.

Przygotowanie ostrza skrawającego.

Przygotowanie ostrza skrawającego powinno być przeprowadzone nadzwyczaj starannie. Cała praca skrawania skupia się jedynie na niem, ponieważ ze wszystkich stron jest ono otoczone kątami, dzielącemi materjał narzędzia od przedmiotu obrabianego. Rolę ostrza w narzędziu można porównać do roli narzędzia w obrabiarce. Oglądanie ostrza pod powiększeniem wskaże, że nie jest ono tak doskonałe, jakby się zdawało.

Ze względu na to, że wielu z pośród użytkujących te narzędzia kupuje jedynie nakładki z twardych stopów, lub też zaopatruje się w narzędzia, mające postać z grubsza ukształtowanych nakładek przylutowanych do niewykończonych trzonków, będzie pożądanem omówienie metod szlifowania i docierania tych narzędzi.

Szlifowanie i docieranie.

Narzędzia z twardych stopów powinny być raczej szlifowane na mokro. Woda lub inny płyn chłodzący utrzymuje niską temperaturę narzędzia i odprowadza cząstki, pochodzące z zużywania się tarczy, usuwając w ten sposób możliwość tworzenia się nierówności na powierzchni narzędzia.

Czynność szlifowania tych narzędzi wymaga przyłożenia niewielkiego ciśnienia ręką. Większe naciski nie zwiększają ilości usuwanego materjału, przyczyniają się zaś do szybszego zużycia się tarczy i stwarzają możliwość pękania i rysowania nakładek. Narzędzie powinno być posuwane podczas szlifowania w jedną i drugą stronę.

Szybkość tarczy szlifującej winna wynosić przynajmniej 1500 m/min, poniżej bowiem tej szybkości efekt szlifowania będzie niedostateczny. Wrzeciono szlifierki winno doskonale pasować do łożysk i pracować bez bicia i drgań. Tarcza szlifierska powinna być często poprawiana dla usunięcia możliwego bicia i szklistych miejsc na powierzchni. Tarcza drgająca lub bijąca nie wytworzy dobrego ostrza i może nawet wyrywać zeń cząstki materjału.

Szlifowanie narzędzia winno być rozpoczęte zapomocą tarczy o grubszem ziarnie celem szybkiego zdarcia materjału bez przegrzania go i wypolerowania, naprzykład zapomocą tarczy o ziarnie 60 z miękkim materjałem wiążącym. Do wykończenia służą tarcze o ziarnie 80,

100 lub 120, poczem wskazane jest docieranie.

Głębokie rysy lub ślady, pochodzące od szlifowania i położone w bezpośredniem sąsiedztwie ostrza, mogą być w wypadku większej kruchości materjału przyczyną przedwczesnego zniszczenia narzędzia, wywołanego wyłamaniem cząstek materjału ostrza lub całego ostrza. Docieranie ostrza zapomocą żeliwnej tarczy, pokrytej proszkiem djamentowym w oleju oliwkowym lub masą karborundową, przedłuży okres używania narzędzia pomiędzy jednem naostrzeniem a drugiem. Przyczyną zużycia jest tarcie, zaś ostrze dotarte trze się w bardzo niewielkim stopniu.

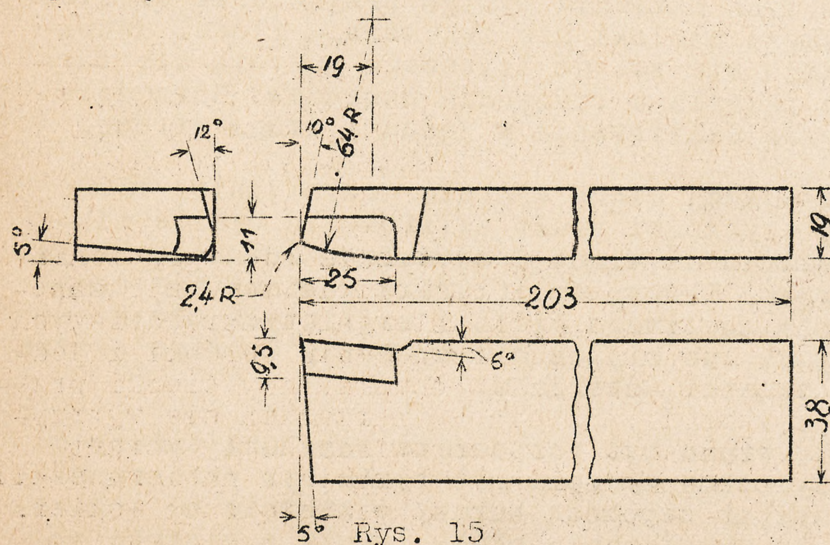
Narzędzia z twardych stopów mogą być bardzo wygodnie szlifowane na szlifierkach do płaszczyzn. W tym wypadku jest polecane zastosowanie posuwu przynajmniej 13 m/min, ponieważ, jak się wydaje, najlepsze wyniki są otrzymywane wówczas, kiedy, czas trwania zetknięcia na jedno przesunięcie koła i narzędzia jest najmniejszy.

Laboratoryjne próby skrawania.

Od czasu wprowadzenia narzędzi z twardych stopów, co miało miejsce około czterech lat temu, ogłoszono wielką liczbę danych, dotyczących ich pracy. Większa liczba tych danych dotyczy wybitnych wyników, osiągniętych w poszczególnych warsztatach przy zmiennych warunkach obróbki.

W czerwcu 1930 na półrocznem zebraniu Stowarzyszenia Inżynierów Mechaników Amerykańskich / A.S.M.E./ w Detroit, T.G.Digges przedstawił doskonałą pracę, dotyczącą prób nad skrawaniem 3,5 % stali niklowej zapomocą narzędzi z twardych stopów. Twierdził on, że narzędzia te stosują się do tych samych praw, które zostały odkryte przez Taylora i jego współpracowników przy badaniach nad stalą szybkotnącą. Narzędzia, użyte do prób przez Diggesa, zawierały 13 % kobaltu, były zatem miększe i podatniejsze, niż narzędzia, polecane przez dzisiejszą praktykę, dla zwykłej obróbki stali.

Obecnie przedstawiona praca laboratoryjna była podjęta celem dowiedzenia się czegoś określonego o zachowaniu się narzędzi z twardych stopów, zawierających inne węgliki, niż węglik wolframu, który się mniej nadaje do obróbki stali. Do prób była zastosowana tokarka 27-calowa, bezpośrednio napędzana. Do napędu jej służył silnik bocznikowy na prąd stały o mocy 25 KM . Przekładnie głowicy pozwalały na osiągnięcie czterech zachodzących na siebie kategorji szybkości, od 4 do 362 obr/min. Szybkości były zmieniane w zakresie tych kategorji zapomocą kontrolera silnika elektrycznego, przyczem dokładna regulacja była przeprowadzona zapomocą opornika.



Rys. 15

Zamiast centrowania nieruchomego wprowadzono centrowanie, zaopatrzone w łożysko kulkowe i rolkowe. W ten sposób zostało umożliwione osiągnięcie szybkości skrawania do 460 m/min przy obróbce sztuk o wadze do 2700 kg bez doświadczania zwykłych kłopotów z centrowaniem.

Rys.15 podaje wymiary narzędzia, uży-

wanego do powyższych prób. Kąt zaszlifowania bocznego wynosił 12°, tylnego 6°, promień zakończenia 2,4 mm oraz kąt przyłożenia bocznego i przedniego 5°. Odpowiada to wymiarom zwykłego narzędzia do obróbki zgrubnej. Próby opierały się na zwykłej metodzie próbowania narzędzi, a podane wyniki są wzięte jako średnie z szeregu prób, przeprowadzonych w możliwie jednakowych warunkach.

Tablica II podaje składy, sposób obróbki cieplnej i fizyczne właściwości stali poddanych próbom.

Noże były ustawiane naprzeciwko osi obrotu pod kątem 90° do niej. Po ustawieniu pożądanego posuwu, głębokości skrawania i obwodowej szybkości skrawania dosuwano narzędzie ręcznie, poczem włączano posuw mechaniczny i notowano czas rozpoczęcia pracy. Zwolnienie ilości obrotów pod wpływem oporów skrawania było natychmiast korygowane przestawieniem opornika. Szybkości skrawania były mierzone zapomocą kalibrowanego przyrządu do pomiaru skrawania. Stała głębokość skrawania była zapewniona dzięki temu, że próby były prowadzone na średnicach, obrobionych wszędzie na jeden wymiar. Przed rozpoczęciem pracy z świeżo naostrzonem narzędziem usuwano z przedmiotu obrabianego cząstki starego narzędzia i miejsca o szklistej powierzchni.

Tablica II.

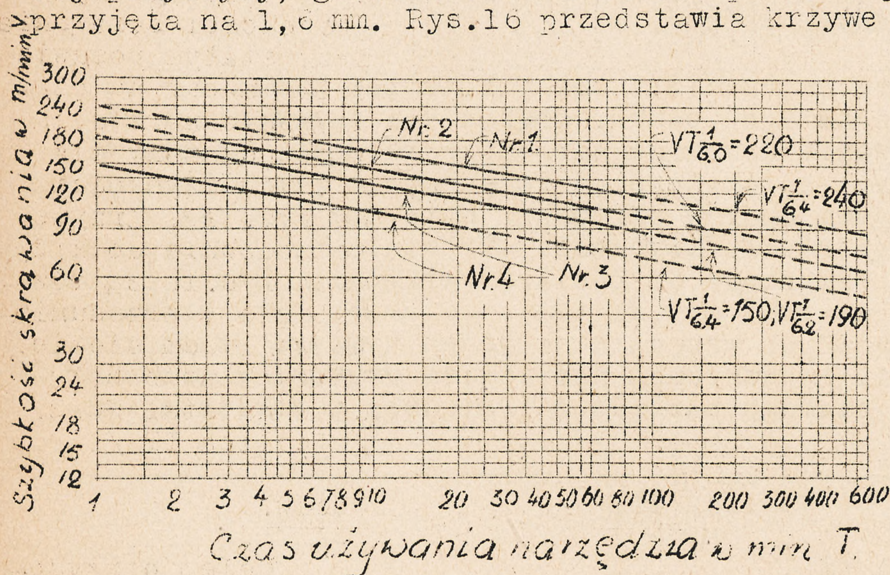
Skład chemiczny.	Stal Nr. 1	2	3	4
Węgiel	0,43	0,61	0,35	1,06
Krzem		0,29		0,70
Mangan	0,71	0,66	0,66	0,33
Fosfór	0,03	0,036	poniżej 0,04	
Siarka	0,036	0,034	poniżej 0,04	
Chrom			0,19	18,84
Nikiel			3,35	0,24
Wanad				1,16
Obróbka cieplna.	Normalizowana w powietrzu od 843°.	Normalizow. w powietrzu od 898°.	Trzymana przy 857° 18 godz. Chłodzona w piecu Trzym. przy 843° 6 godz. Chłodzona w wodzie. Trzym. przy 665° 10 godz. Chłodzona w piecu.	Wyżarzana przy 843° Chłodzona w piecu
Twardość Brinella	185	225	250	235
Wytrzymałość na rozerwanie kg/mm^2	65,4	77,3	91,5	84,4
Oznaczenie wg. S.A.E.	1040	1060	2335	–

Próby były prowadzone bez sztucznego chłodzenia narzędzia. Jak wyżej powiedziano, twarde stopy z węglików tantalu skrawają stal z mniejszem wydzielaniem ciepła aniżeli przy zastosowaniu węglików wolframu lub stali szybkotnącej.

Aczkolwiek węgliki tantalu opóźniają tworzenie się wgłębienia na górnej powierzchni nakładki, to jednak całkowicie temu nie zapobiegają. Podobnie jak przy używaniu innych materjałów narzędziowych wgłębienie to powiększa się przy dalszem prowadzeniu obróbki i jednocześnie ścianka nakładki zużywa się aż do chwili, gdy cienki przekrój między wgłębieniem, a zewnętrzną ścianką narzędzia nie wytrzymuje i następuje pęknięcie. Zjawisku temu odpowiada nagły wzrost mocy, potrzebnej dla skrawania, powierzchnia obrabiana nabiera szklistego wyglądu i przy większych szybkościach zjawia się snop iskier.

Opisane uszkodzenie narzędzia było uważane za koniec jego używalności.

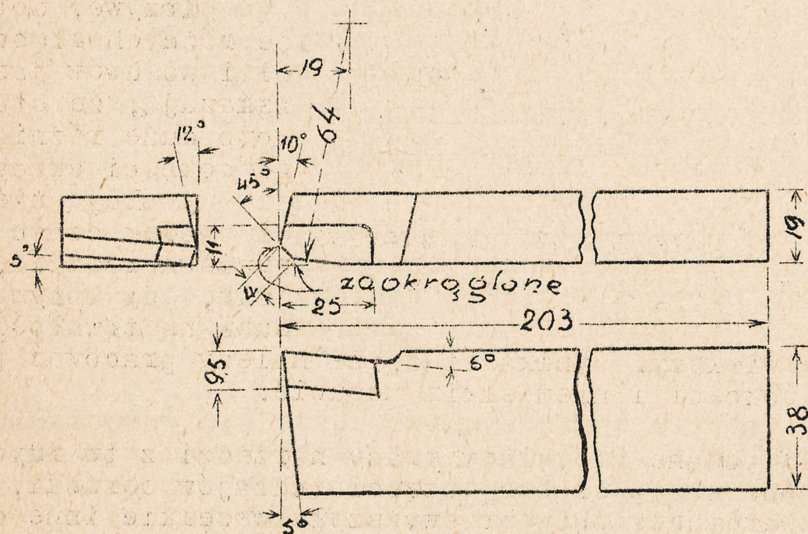
Koszt przeprowadzenia prób ze skrawaniem metali jest dość znaczny ze względu na ilość drogiego materjału, która zostaje zamieniona na wióry, potrzebną dla otrzymania pewnych wyników. Dla tej przyczyny, głębokość skrawania w pierwszej serji prób została przyjęta na 1,6 mm. Rys.16 przedstawia krzywe zależności czasu używania narzędzia od szybkości skrawania dla różnych stali, otrzymane dla normalnych narzędzi Firthite Type T64. Posuw posiadał wszędzie stałą wielkość 0,64 mm/obr. Przy każdej krzywej są podane równania określające wzajemną zależność szybkości i czasu, o postaci $V.T^n = C$.



Rys. 16.

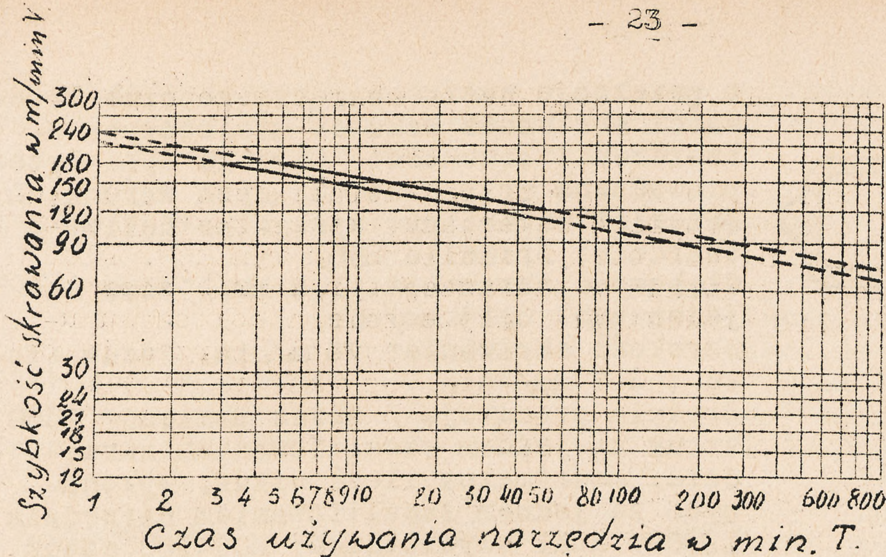
W wielu wypadkach był wysuwany zarzut, że wyniki takich prób są dość wątpliwe, ponieważ czas używania narzędzi przy pewnych warunkach zmienia się dla stali spotykanych w tak szerokich granicach, że stosowalność otrzymanych wyników jest bardzo ograniczona. Z rys.16 widać, że otrzymane krzywe są równoległe i przesunięte względem siebie.

Należy przypuszczać, że ta rodzina krzywych jest pierwszą z wielu podobnych, które zostaną wyznaczone dla uzupełnienia wiadomości, dotyczących zachowania się twardych stopów przy obróbce różnych stali. Dane takie byłyby bardzo użyteczne dla projektujących i kalkulatorów przy określaniu przekładni i szybkości obrabiarek i przy badaniach nad czasem obróbki, stanowiącym o koszcie i szybkości produkcji.

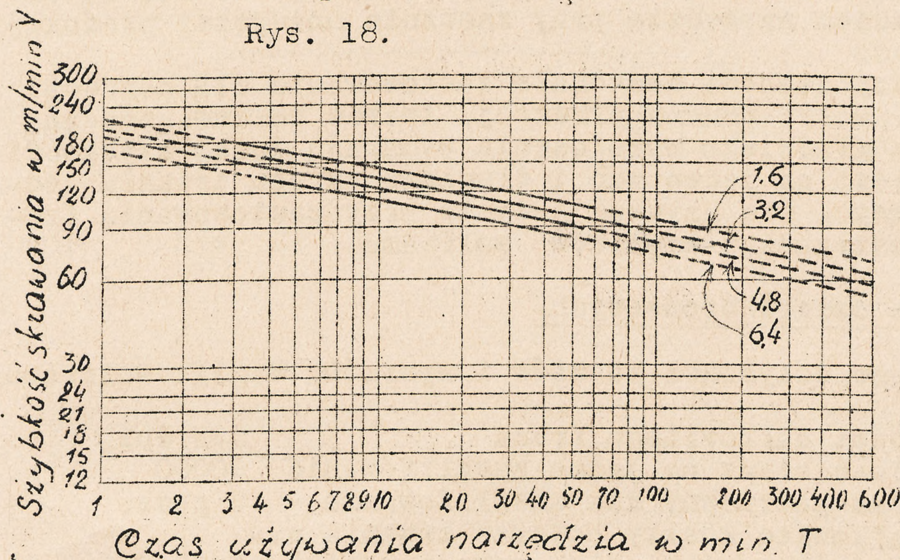


Rys. 17

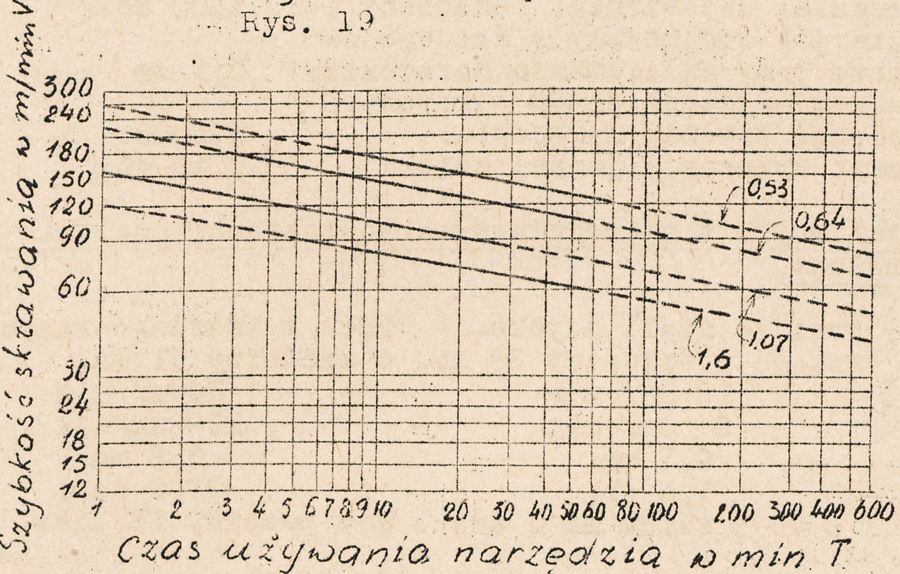
Zwrócono już uwagę, że narzędzie posiadające przy końcu fazę pod kątem 45°, jak na rys.17, jest trwalsze, aniżeli narzędzie, posiadające w tem miejscu zaokrąglenie. Narzędzia używane podczas pierwszej serji prób zostały przeszlifowane i otrzymały przy końcu fazę pod 45° o długości 4,0 mm zamiast promienia 2,4 mm. Rys.18 wskazuje, że czasy używania takich narzędzi są dla takich samych szybkości większe, niż dla narzędzi pierwszego typu. Wióry otrzymane przy obróbce nowym typem okazały się gładsze i ściślejsze, niż poprzednio. Przedłużenie czasu używania narzędzia



Rys. 18.



Rys. 19



Rys. 20.

wynosi jak widać z pionowego przesunięcia górnej krzywej około 60 %.

Głębokość skrawania

Wpływ różnych głębokości skrawania przy stałym posuwie 0,64 mm/obr na czas używania narzędzia jest pokazany dla różnych szybkości na rys. 19. Krzywe te podobnie do krzywych rys. 16 są równoległe i przesunięte względem siebie. Do tych prób była używana stal No. 2. / Tablica II /

Posuw.

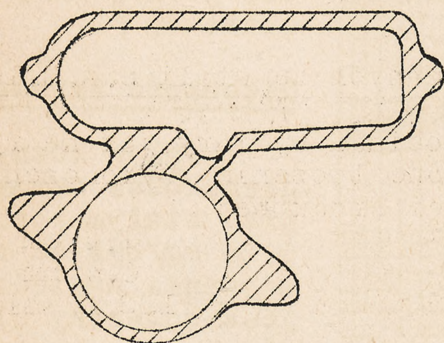
Celem otrzymania wyników, przedstawionych na rys. 20 prowadzono obróbkę przy stałej głębokości skrawania 1,6 mm. Równoległość krzywych dowodzi, że czas używania narzędzia jest proporcjonalny do posuwu na jeden obrót jeśli inne czynniki pozostają niezmienione.

Krzywe, dotyczące różnych głębokości i posuwów jasno wskazują, że stosunkowo duże różnice głębokości skrawania wywołują niewielki spadek czasu używania narzędzia, podczas, gdy wpływ posuwu na trwałość narzędzia jest znacznie większy. Wynika stąd, że należy pracować przy możliwie wielkiej głębokości i niewielkim posuwie.

Na zakończenie są podane przykłady pracy narzędzi z twardych stopów. Nie obejmują one nawet drobnej części rodzajów obróbki, w których narzędzia z twardych stopów przewyższyły wszelkie inne dotychczas znane materjały narzędziowe.

Frezowanie powierzchni żeliwnych korpusów gaźników.

Rys. 21 przedstawia zarys powierzchni obrabianego przedmiotu



Rys. 21.

o przekroju nastręczającym znaczne trudności obróbkowe wskutek miejscowych utwardzeń i kruchości. Obróbka była przeprowadzana przy następujących warunkach: Materjał obrabiany: specjalne żeliwo o twardości Brinella 250.
Głębokość skrawania: 1,6 mm. Posuw na jeden ząb: 0,13 mm/obr.
Szybkość skrawania: 76 m/min. Posuw stołu : 267 mm/ min.
Średnia produkcja / okres 6-mies./ 8500 sztuk za jednem zaszlifowaniem narzędzia. Maksymalna ilość sztuk, wykonanych za jednem zaszlifowaniem narzędzia: 12000. Stal szybkotnąca: 600-900 sztuk za jednem zaszlifowaniem narzędzia przy znacznie mniejszej produkcji.

Przykład powyższy stanowi doskonałe zastosowanie dla narzędzi z węglików wolframu. Mały, kruchy przekrój, twarde żeliwo, znaczna produkcja i potrzeba gładkiego wykończenia wymagają dużej szybkości obróbki, drobnego wióra na jeden ząb i długiego okresu trwania jednego narzędzia, dających się uzyskać jedynie przy zastosowaniu frezów ze wstawianemi ostrzami z węglików wolframu.

Frezowanie profilowe części bronzowych.

Stal szybkotnąca.	Dane dotyczące kosztów i wyników.	Węglik wolframu.
80 dol.	Koszt całkowitego freza	525 dol.
1000	Ilość sztuk na jedno zaszlifowanie	20000
4 godz.	Czas potrzebny dla zaszlifowania	8 godz.
610 dol.	Całkowite koszty podczas trwania narzędzia, ustawiania, robocizny itd.	1600 dol.
0,2 mm	Materjał zdejmowany z każdego ostrza przy szlifowaniu narzędzia.	0,1 mm
90000	Całkowita ilość sztuk wykonanych podczas trwania narzędzia.	1250000
0,70 dol.	Koszt wykonania jednej sztuki	0,15 dol.

Frezowanie odlewów żeliwnych o nieregularnych kształtach, posiadających miejsca utwardzone.

	Frez ze stali szybkotnącej o średnicy 38 mm.	Frez z twardego stopu o średnicy 51 mm.
Szybkość skrawania	12 m / min	34 m/ min.
Posuw	89 mm/ min	118 mm/min.
Głębokość skrawania	0,8 mm	0,8 mm
Koszt narzędzia	3,5 dol	27,0 dol.
Trwanie narzędzia.	6 do 8 sztuk na 4 dni	Bez przerwy 16 mies.

Obróbka kół wykonanych z żeliwa z dodatkiem 30 % stali przy jednoczesnem zastosowaniu paru narzędzi.

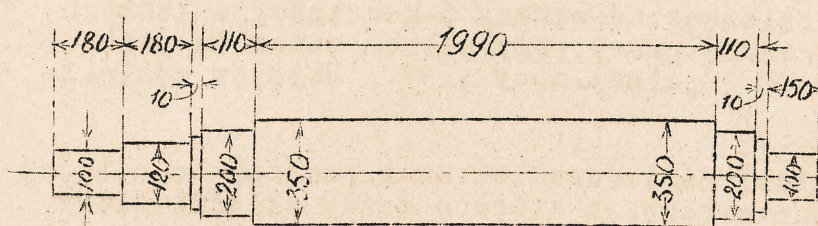
	Stal szybkotnąca	Twardy stop
Szybkość skrawania	13,7 m/min	42 m/ min
Posuw	0,1-0,25mm dla różnych narzędzi	0,1-0,56 mm dla różnych narzędzi
Sztuk na jedno zaszlifowanie	200-400	1500-2600
Ilość wykon. dziennie	450 kół	1000 kół
Koszt ustawienia		500 dol
Oszczędność miesięczna		450 dol

Ustawienie narzędzi nie było zmieniane w przeciągu 8 miesięcy. Narzędzia kosztujące 500 dol umożliwiły oszczędzanie 450 dol miesięcznie przy dwukrotnie większej produkcji.

Toczenie walców do prasy drukarskiej, wykonanych ze stali S.A.E.1050.

Walec jest toczony z walcowanego pręta i posiada wymiary jak na rys.22

	Zgrubne toczenie czopów	Zgrubne toczenie części środkowej	Wykończenie
Głębokość skrawania	4,8 mm	4,8 mm	1,6 mm
Posuw na jeden obrót	0,8 mm	0,8 mm	0,4 mm
Szybkość skrawania	99 m/min	91,5 m/min	152 m/min



Rys. 22

Wszystkie średnice były wykonane z dokładnością plus minus 0,025 mm. Narzędzie z twardego stopu o wymiarach 38x19 mm wykończyło trzy walce za jednem zaszlifowaniem.

---oooOooo---

400-GODZINNA PROBA WYTRZYMAŁOŚCI SILNIKA WRIGHT-WHIRLWIND
400-Hour Endurance Test of The Wright Whirlwind R-760E-1
Henry C.Hill
Aero Digest, September 1933

Przed piętnastu laty całkowity czas pracy silnika lotniczego wynosił około 300 godzin, przyczem remonty były przeprowadzane w 20 do 50-godzinnych odstępach czasu. Dzisiaj przeciętny amerykański silnik może pracować 2500 godzin, a okres między jednym remontem a drugim wzrósł do 200-350 godzin.

Udoskonalenie silników należy zawdzięczać dużym postępom w konstrukcji i wykonaniu, tyczącym się w większości wypadków szczegółów; zasadnicze cechy konstrukcji nie uległy żadnym prawie zmianom. Każdy konstruktor powinien dążyć do prostoty, czego wyrazem jest żartobliwe zdanie, że idealny silnik lotniczy nie powinien posiadać ruchomych części. W przeciwieństwie do tego nowe silniki są bardziej skomplikowane, aczkolwiek koszty utrzymania ich stale maleją.

Do zwiększenia trwałości łożysk przyczyniły się lepsze materjały i przygotowanie ich, właściwsze metody obróbki oraz doskonalsze smary; największą zasługę należy tu jednak przypisać lepszemu zrozumieniu zasad smarowania. Każda ruchoma część silnika posiada właściwe sobie wymagania pod tym względem. Z chwilą zrozumienia tych wymagań i zadośćuczynienia im przez odpowiednie zaprojektowanie i wykonanie powierzchni nośnych okres pracy części na płatowcu znacznie wzrósł.

Dowodem postępu, dokonanego w omawianym kierunku jest próba wytrzymałości, przedsięwzięta ostatnio przez Wright Aeronautical Corporation. Próba odbyła się w normalnych warunkach za wyjątkiem tego, że czas pracy przed remontem został podniesiony do 400 godzin w celu otrzymania dokładnych danych, dotyczących zużycia łożysk, kosztów remontu i niezawodności, na którą można liczyć.

Silnik użyty był to Wright Whirlwind 285, model R-760E-1, o siedmiu cylindrach w gwiazdę, chłodzonych powietrzem, i mocy 285 KM. Jest on ulepszeniem Whirlwinda 250 i posiada podobną do niego budowę za wyjątkiem powiększonego stopnia sprężania i szeregu zmian, poczynionych ze względu na zwiększoną moc. Pierwsze próby zostały przeprowadzone w 1932 r., poczem ten sam silnik został poddany 400- godzinnej próbie, prowadzonej w przeciągu dwóch miesięcy, podczas których silnik pracował 8 godzin codzień, za wyjątkiem niedziel. Rozkład szybkości i mocy podczas próby był następujący:

Pierwsze 50 godzin przy całkowicie otwartej przepustnicy i obrotach o 25 większych od nominalnych / 2125 obr/min./

Następne 50 godzin, rozłożone na okresy 5-godzinne, z których każdy składał się z półgodzinnej pracy przy pełnem otwarciu przepustnicy i 4,5 godzin przy 90 % pełnej mocy i 97 % obrotów nominalnych.

Ostatnie 300 godzin miały naśladować warunki podczas lotu i były podzielone na dwugodzinne okresy, z których każdy składał się z 10-minutowej pracy przy całkowicie otwartej przepustnicy i obrotach nominalnych, godziny i 40 minut przy 1900 obr/min, odpowiadających szybkości podróżnej ,' i 10 na zwolnionych obrotach.

Pierwsze 100 godzin były równoważne 100 godzinnej normalnej rządowej próbie wytrzymałości, poczem następowało 300 godzin pracy w warunkach lotu, odpowiadających ciężkiej pracy silnika na linji. Moc silnika była wyznaczona zapomocą dynamometru przed próbą i po niej.

Na podstawie pomiarów, przeprowadzonych na pracujących częściach silnika przed rozpoczęciem i po ukończeniu próby, wyznaczono zużycie powierzchni nośnych. Ostateczne luzy zostały porównane z wartościami, zamieszczonemi w tablicy luzów, używanej przy remoncie silników Whirlwind, i na podstawie tego zdecydowano, jakie części miały być wymienione dla przystosowania silnika do dalszych 300-400 godzin pracy.

Podczas 400 godzin próby silnik pracował bez żadnego przymusowego zatrzymania. Dla zobrazowania trudnych warunków próby wystarczy powiedzieć, że energja, dostarczona przez silnik, wystarczyłaby dla pędzenia czteromiejscowego płatowca na przestrzeni 85.000 km.

Spadek mocy po 400-godzinnej próbie nie dał się prawie zauważyć. Na podstawie porównania dwóch krzywych mocy stwierdzono różnicę 7 KM, jednak mniejsza moc była jeszcze o 9 KM większa od mocy gwarantowanej przez wytwórcę dla nowego silnika.

Swiece pracowały przez całe 400 godzin bez wymiany, jedynie odstępy między elektrodami były regulowane co 20-50 godzin. Dla pogorszenia warunków próby smar nie był wymieniany przez cały czas jej trwania mimo to nie spotkano się z oznakami, wskazującemi, że smarowanie było niedostateczne. Niewielkie zużycie smaru, wynoszące 0,5 litra na godzinę oznaczało konieczność dolewania do zbiornika około 8 litrów co 16 godzin.

Pomimo ciężkich warunków próby stan silnika okazał się po niej doskonały i nie wykazywał śladów uszkodzeń lub nadmiernego zużycia. Największe zużycie ścianek tulej cylindra wyniosło 0,013 mm a z pośród 42 pomiarów średnic przeprowadzonych w ilości 6 na każdy cylinder tylko trzy wykroczyły poza granice, przewidziane dla nowych cylindrów.

Zużycie tłoków na powierzchniach obciążonych wyniosło od 0 do 0,033; zużycie sworzni korbowych korbowodów bocznych od 0,003 do 0,015 na średnicy; zużycie czopów wału wykorbionego od 0 do 0,028 na średnicy. Po porównaniu luzów na silniku z luzami, nakazującemi wymianę zużytych części, wziętemi z instrukcji remontowej, stwierdzono konieczność zastąpienia części zużytych przez nowe tylko w dwóch wypadkach: bronzowej prowadnicy zaworu wydechowego i gniazda łożyska, umocowanego w karterze. Oprócz nich wymieniono następujące części celem przystosowania silnika do dalszych 300-400 godzin pracy : dwa zawory wydechowe/ nierówne siedzenia wskutek braku dotarcia/;pięć tulej korbowodów bocznych / pęknięcia pochodzące ze zmęczenia na zewnętrznych krawędziach/; komplet pierścieni tłokowych, oraz wszelkie uszczelki, zawsze wymieniane podczas remontu.

Godną uwagi była gładkość powierzchni nośnych po ukończeniu próby. Rzucało się to zwłaszcza w oczy na tłokach, odkutych ze stopu glinowego. Szlam, wydzielony ze smaru, został wykryty jedynie we wnętrzu czopa korbowego wału, zanieczyszczenia zaś występowały tylko we wnętrzu tylnego głównego czopa i w filtrze dla smaru dopływającego. Zanieczyszczenia te składały się głównie ze szlamu smarowego, cząstek koksu, piasku i niewielu drobnych wiórków metalowych. Znaczna ilość zanieczyszczeń została zatrzymana przez filtr powietrza wchodzącego do gaźnika. Niezależnie od filtrów, umieszczonych na silniku, smar był czyszczony przez zewnętrzny filtr typu Cuno składający się z tarcz, nałożonych jedna na drugą, któremu należy w znacznej mierze zawdzięczać doskonały stan łożysk po próbie.

Badania nad wynikami tej próby wskazują, że czynnikami, nie pozwalającemi na znaczne przekroczenie 400- godzinnego okresu między jednym remontem a drugim, są konieczność dotarcia zaworów i nieczystości dostające się do silnika przez gaźnik i ze smarem. Co się tyczy zaworów, to długotrwała praca bez docierania doprowadza do powstania nierówności na ich siedzeniach, będących przyczyną nieszczelności, które powodują miejscowe przegrzewanie, doprowadzające do tworzenia się szczelin i wgłębień na siedzeniach. Te właśnie wgłębienia zmusiły do wymiany dwóch zaworów, o których była wyżej mowa. Bronzowe gniazda zaworowe były w dobrym stanie i nadawały się po dotarciu do dalszej pracy.

Drugi czynnik, zanieczyszczenia w smarze, jest jedynym, który ogranicza czas trwania łożysk pod warunkiem, że łożysko jest prawidłowo rozwiązane, a smar w dobrym gatunku. 400-godzinna próba dowiodła, że zużycie nie byłoby tak małe, gdyby nie starania do jak najlepszego oczyszczenia smaru; wyrazem tych starań było właściwe zaprojektowanie łożysk i urządzeń, czyszczących smar. Dla tych przyczyn jest rzeczą wielkiej wagi należyte posługiwanie się filtrami smaru i powietrza, dostarczanemi obecnie jako normalny ekwipunek silników Wright.

Pierścienie tłokowe, sprawiające dawniej tyle kłopotów, nie odegrały tym razem roli ograniczającej czas pracy silnika. Po 400 godzinach wszystkie posiadały swobodę ruchu w wytoczeniach tłoków i wykazywały niewielkie ślady zużycia. Szczeliny w zamkach, będące miarą zużycia pierścienia, pozostawały po próbie w granicach, pozwalających na dalsze ich używanie za wyjątkiem 3 pierścieni z pośród ogólnej liczby 35 sztuk.

Konkluzją z powyższej próby było stwierdzenie, że 400 godzin pomiędzy poszczególnemi remontami jest dzisiaj zupełnie osiągalne i że należy oprócz tego oczekiwać zmniejszenia kosztów remontu mimo zwiększenia tego czasu. Co więcej, nic nie stoi na przeszkodzie dalszemu przedłużeniu tego okresu i należy się spodziewać ulepszeń w dziedzinie zaworów i urządzeń czyszczących dla smaru i powietrza.

które pozwolą na podwyższenie tego okresu czasu do 800-1000 godzin.

Zużycie smaru przy końcu próby pozostawało poniżej wielkości, gwarantowanej przez wytwórcę i wynosiło 11 gr/ KMgodz.

---oooOooo---

WYTWARZANIE PIERSCIENI TŁOKOWYCH
Piston Ring Production
Captain J.S.Irving
The Automobile Engineer, September, October 1933.

Warunkiem dobrego działania pierścieni jest wywieranie przez nie zgóry określonego ciśnienia promieniowego na ściany cylindra. Pewnemu typowi pierścienia powinno zawsze odpowiadać to samo zgóry określone ciśnienie promieniowe niezależnie od tego, czy będzie chodziło o pojedynczą sztukę, czy też o większą ich ilość, założoną w jednym cylindrze lub w paru silnikach tego samego typu. Program masowej produkcji, obejmujący 1000 silników tygodniowo, posiadających sześć cylindrów i po trzy pierścienie na jeden tłok, wymaga wykonania 18.000 pierścieni tygodniowo lub około 900.000 a więc blisko miljona rocznie. Przestrzeganie warunku stałości ciśnienia przy tak wielkiej produkcji jest zadaniem, które dało się wypełnić dopiero w wyniku przeprowadzenia ogromnej ilości badań i doświadczeń, dotyczących zarówno materjału, jak i metod produkcji.

Nie potrzeba opisywać sposobów wykonania pierścieni, które mają zapewnić zgóry określoną wielkość wywieranego przez nie nacisku promieniowego, aby dowieść słuszności przekonania, że właściwość ta da się osiągnąć jedynie przy używaniu żeliwa o możliwie jednostajnej budowie, składzie chemicznym oraz własnościach fizycznych i mechanicznych.

Ci, którzy pamiętają trudy poniesione podczas wielkiej wojny w celu ujednostajnienia materjału, służącego do wykonywania pierścieni i dostarczanego przez różnych wytwórców, zdają sobie sprawę z ogromu pracy, dokonanej w tym kierunku i z doniosłych skutków, jakie ona miała. Doświadczenia, poczynione podczas wojny, posłużyły do opracowania warunków na żeliwo do pierścieni tłokowych dla lotnictwa, oznaczonych przez K.6 / obecnie 4.K.6 /, podających granice, w jakich muszą się mieścić skład chemiczny i własności mechaniczne tego materjału. Nowsze wydania tych warunków uwzględniły poza własnościami wytrzymałościowemi sprężystość materjału.

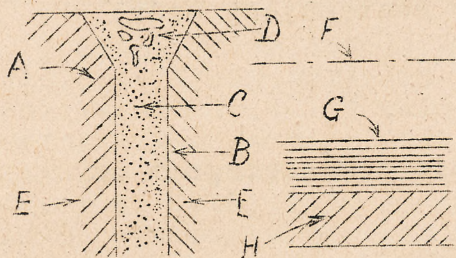
Wprowadzenie odlewów odśrodkowych do wykonywania pierścieni zostało spowodowane trudnościami, napotkanemi podczas wojny; trudności te doprowadziły do przekonania, że należyte wpływanie na szybkość chłodzenia i inne cieplne warunki, towarzyszące odlewaniu, jest możliwe jedynie przy odlewaniu odśrodkowem w formach metalowych, w znacznie mniejszym stopniu zaś przy odlewach piaskowych. Stały postęp w odlewaniu pierścieni tłokowych metodą odśrodkową tłumaczy się jednostajnością i regularnością właściwości odlewów, otrzymanych według tej metody.

Patent angielski z 1809 roku, opiewający na nazwisko Anthony Eckhardt z Soho, Birmingham, opisuje odśrodkową metodę odlewania, polegającą na " użyciu form, dających się obracać naokoło osi pionowej, pochylonej lub poziomej, w tym celu, aby siła odśrodkowa, powstająca przy obracaniu, mogła przyciskać płynny metal do wewnętrznych ścianek formy, przyczyniając się do powstawania doskonalszych odlewów". Mimo, że istnieje dzisiaj szereg metod odlewania odśrodkowego, to jednak wszystkie one są oparte na wyżej podanych zasadach.

Sposób ten znajduje zastosowanie do wykonywania odlewów o kształcie cylindrycznym. Forma obraca się naokoło osi poziomej, pochylonej lub pionowej, a wewnętrzna powierzchnia jej odpowiada zewnętrznej powierzchni odlewu. Wnętrze odlewu jest kształtowane bez pomocy rdzenia, odpowiednia długość zaś zostaje mu nadana przez ścianki, ograniczające rozpływanie się metalu. Stopiony metal jest wprowadzany do wnętrza formy przez odpowiedni dopływ, poczem siła odśrodkowa, wywołana ruchem obrotowym formy, rozmieszcza go równomiernie na obwodzie. Po ostygnięciu metal przybiera postać pustego cylindra o średnicy zewnętrznej, równej wewnętrznej średnicy formy. Wnętrze cylindra posiada powierzchnię walcową lub poraboidalną, zależnie od tego, czy oś formy zajmowała położenie poziome czy pochylone względem poziomu.

W pierwszym patencie, dotyczącym omawianego sposobu odlewania przewidywano, że nowa metoda przyczyni się do otrzymywania doskonalszych odlewów. Jest to prawdopodobnie jej najważniejszą zaletą.

Warunki, określające stan metalu w formie wirującej, różnią się w znacznym stopniu od warunków, panujących w formie piaskowej. W formie piaskowej odlew jest przeważnie ustawiony pionowo. Po nalaniu stopionego metalu rozpoczyna on krzepnąć prawie jednocześnie od zewnętrznej i wewnętrznej ścianki. W tych warunkach wszystkie wydzieliny, zanieczyszczenia i gazy mają skłonność do skupiania się w środku grubości ścianki odlewu i w jego górnej części, która jest zazwyczaj rozszerzona, aby ułatwić skupienie się w niej materjału zanieczyszczonego/ patrz rys.1/. Przy metodzie odśrodkowej metal jest doprowadzany w kierunku prostopadłym do tego, w którym następuje stygnięcie w odlewie piaskowym o osi pionowej, krzepnięcie zaś rozpoczyna się tylko od zewnętrznej powierzchni i postępuje do wewnątrz przez całą grubość ścianki dopóki cały odlew nie przejdzie w stan stały; warstwa położona od wewnątrz odlewu krzepnie na końcu. W chwili początku krzepnięcia metal, sąsiadujący ze ścianką formy, jest płynny i posiada taką samą szybkość obwodową, jak ona. W tych warunkach ustala się w kierunku promieniowym pewien rozkład ciśnienia, rosnącego od wewnątrz, gdzie jest równe zeru, do zewnątrz, gdzie przyjmuje największą wartość, będącą nieraz wielkością rzędu 35 kg/cm². Rozpuszczone w metalu gazy, których uwalnianie rozpoczyna się z chwilą skrzepnięcia zewnętrznej warstwy, muszą sobie torować poprzez warstwę metalu jeszcze płynnego drogę znacznie krótszą, aniżeli w odlewie piaskowym, gdzie droga ta jest skierowana wzdłuż a nie wpoprzek ścianki. Wydostawanie się gazów jest w tak wysokim stopniu wspomagane przez zmianę ciśnienia, o której wyżej była mowa, że tworzenie się wewnątrz odlewu, wykonanego tą metodą, pęcherzy lub innych wad jest zupełnie wykluczone.



Rys. 1

A. Forma piaskowa
B. Rdzeń piaskowy
C. Część o grubszem ziarnie, krzepnąca na końcu
D. Nieczystości
E. Kierunek krzepnięcia
F. Oś obrotu
G. Wnętrze, krzepnące na końcu
H. Forma metalowa

Inną właściwością odlewów, wykonanych metodą odśrodkową, jest wybitna ścisłość i drobnoziarnistość budowy. Zostało to już wielokrotnie stwierdzone i może być uważane za regułę dla odlewów wszystkich metali, wykonywanych w ten sam sposób. Należy przypuszczać, że poza oddziaływaniem formy metalowej zaleta ta pochodzi z wirowania metalu podczas krzepnięcia. Wpływ tej budowy ujawnia się we własnościach wytrzymałościowych tych odlewów.

Wymagania, dotyczące materjału dla pierścieni tłokowych, są

ujęte warunkami British Standards Institute Specification No.5004 i Air Board Specification 4.K.6., zawdzięczającemi swe istnienie badaniom i doświadczeniom, przeprowadzanym łącznie i wielokrotnie przez wymienione instytucje. Oba warunki przewidują ten sam skład materjału:

Całkowita ilość węgla	3,50 % max
Węgiel związany...............	0,45-0,80 %
Krzem.........................	1,80-2,50 %
Mangan........................	0,40-1,20 %
Siarka........................	0,12 % max
Fosfór........................	1,00 % max

Przepisane próby wytrzymałościowe polegają na próbie na rozciąganie i na oznaczeniu spółczynnika sprężystości. Pierwsza z nich jest przeprowadzona na pierścieniu, wyciętym z odlewu i posiadającym przekrój w przybliżeniu kwadratowy lub też zbliżony do przekroju gotowego pierścienia. Po rozcięciu pierścień ten zostaje rozciągany na maszynie wytrzymałościowej, zaczepiającej o dwa punkty pierścienia, położone na tej samej średnicy, prostopadłej do rozcięcia. Pierścień powinien wytrzymać przed pęknięciem naprężenie, wynoszące przynajmniej 25,2 kg/mm². Do obliczenia naprężenia służy następujący wzór:

$$k = \frac{P.D}{53,6 \cdot h \cdot s^2},$$

gdzie k naprężenie w kg/mm²
D zewnętrzna średnica pierścienia zamkniętego w cm
P siła w kg
h wysokość pierścienia w cm
s grubość / w kier.prom./ pierścienia w cm

Sprężystość materjału jest przyczyną sprężynowania pierścienia czyli wywierania przezeń nacisku promieniowego po założeniu w cylinder. Jest rzeczą wiadomą, że spółczynnik sprężystości żeliwa nie jest stały dla większego zakresu naprężeń, lecz zmienia się z ich wzrostem. Ze względu na to, że projekt pierścienia przewiduje zawsze minimalne i maksymalne naciski, które pierścień powinien wywierać na ścianki cylindra i które są obliczone przy uwzględnieniu wartości spółczynnika sprężystości, jest rzeczą konieczną podanie tego spółczynnika w warunkach na materjał dla pierścieni. Spółczynnik sprężystości, określony przy pewnych ustalonych warunkach, powinien być równy według warunków 4.K.6. przynajmniej $1,09.10^6$ kg /cm². Jest to wartość bardzo dobra jak na żeliwo; odlewy odśrodkowe posiadają ten spółczynnik o 70.000 do 140.000 kg/cm² większy.

W ostatnich czasach wprowadzono jako jedną z czynności przy wykonywaniu pierścieni tłokowych obróbkę cieplną materjału. Oddawna już wiedziano, że hartowanie żeliwa przyczynia się do powiększenia jego twardości, jednak należyte rozpowszechnienie znalazła obróbka cieplna żeliwa dopiero w ostatnich czasach.

Kształtowanie na gorąco i hartowanie pierścieni było już praktykowane przed dwudziestu laty, a pierścienie kształtowane na gorąco, hartowane i odpuszczane były używane od tego czasu w znacznych ilościach. Aczkolwiek Hurst [1] w 1917 r. pisze o żeliwie, które nabierało twardości szkła po studzeniu w wodzie i Bolton [2] /1924/ krótko wspomina o możliwości hartowania i odpuszczania żeliwa, na bardziej gruntowne prace, dotyczące obróbki cieplnej trzeba było czekać do ostatnich czasów.

/ dokończenie w następnym numerze/.

1/ J.E.Hurst. Journal Iron and Stell Institute, 1917, No.2
2/ J.W.Bolton, Iron Age, October 17th, 1924.

NORMALIZACJA NARZEDZI DO SKRAWANIA METALI.
Normung von Werkzeugen der spanabhebenden Formung.
H.J.Stoewer
Maschinenbau,1, 15 December 1932.

Posługiwanie się normalnemi narzędziami prowadzi do uproszczenia czynności wstępnych, zmniejsza koszty wytwarzania narzędzi, ułatwia ich przechowywanie i umożliwia szybkie wykonywanie zamówień. Ujawnienie się tych zalet następuje w całej pełni po opracowaniu nietylko samych narzędzi, ale również pozostałych części, wywierających wpływ na przebieg skrawania. Przeciw takiemu ujmowaniu tych spraw wysuwane były zarzuty, że doprowadziłoby ono do skrępowania swobody, koniecznej przy dopasowywaniu narzędzia do różnorodnych operacyj, i wysuwano twierdzenie, że dobór narzędzia powinien być przeprowadzany w wyniku indywidualnego porozumienia dostawcy z odbiorcą. Mimo to wkroczono już na drogę normalizowania narzędzi, a wyniki otrzymane wskazują na konieczność dalszego posuwania się w tym kierunku.

Normalizacja noży do skrawania.

Dział normalizacji noży postawił sobie jako pierwsze zadanie ustalenie formy narzędzi do strugania i toczenia zgodnie z potrzebami warsztatu.1/. W dalszym ciągu ustalono wartości kątów narzędzi, dostosowując je do różnych materjałów. Rozpoczęto od ustalenia kształtu ostrza i jego kątów, własności nadawanych narzędziu przez odbiorcę. Cechy te mogą odbiegać od normalnych, w niczem nie utrudniając wykonania pozostałej części narzędzia zgodnie z przepisami. Większe trudności sprawia unormowanie części skrawających narzędzi precyzyjnych, sporządzanych przez wytwórnie specjalne, któremu by nie towarzyszyło ograniczenie zakresu stosowania narzędzia.

Normalizacja pił tarczowych.

Dotychczas znany jest tylko jeden wypadek ustalenia wielkości wpływających na działanie precyzyjnego narzędzia. Stało się to przez znormalizowanie ilości zębów pił tarczowych według następujących wytycznych.

Dla przecięcia cienkościennej rury lub blachy potrzebna jest piła, posiadająca większą ilość drobnych zębów. Przy większych głębokościach i długościach pracy drobne odstępy międzyzębne uległyby łatwo zapchaniu przez wióry, należy zatem stosować w tych wypadkach zęby z większą podziałką. Specjalnie dużych zębów wymagają piły, przeznaczone do cięcia miękkich materjałów i do ciężkich robót.

Ustalono uzębienie drobne i średnie. Doświadczenia przeprowadzone dotychczas z obydwoma temi rodzajami pił dały dobre wyniki, nie należy zatem zwlekać ze znormalizowaniem pił o dużem uzębieniu. Zakres zastosowania powyższych trzech kategorji pił o ilościach zębów ustalonych odpowiednio do średnic i szerokości obejmuje wszystkie wypadki napotykane w praktyce.

Normalizacja frezów walcowych.

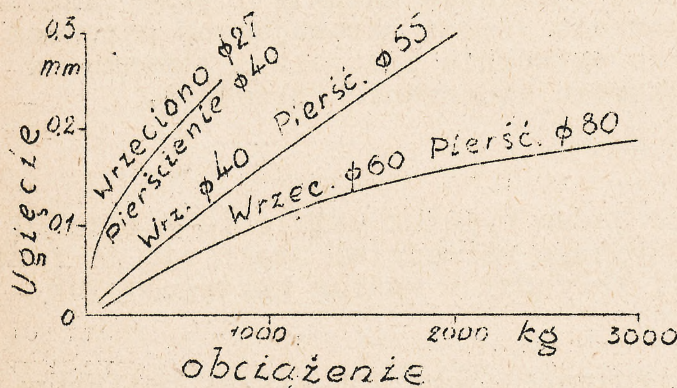
Zadanie to jest połączone ze znacznie większemi trudnościami. Nie biorąc pod uwagę cech charakterystycznych obrabianych materjałów zmianie mogą ulegać następujące wielkości: grubość i szerokość zbie-

1/ Porównaj Maschinenbau tom 10 / 1931 r./ str.519.

ranej warstwy, posuw i szybkość skrawania. Przebieg skrawania pozostaje pozatem pod wpływem postaci obrabianego przedmiotu i obrabiarki. Co więcej, ta sama czynność może zostać wykonana zapomocą frezów o rozmaitych średnicach, ilościach zębów i ich pochyleniach. Zadaniem normalizacji jest ustalenie właściwych połączeń tych cech dla każdego wypadku. W tym celu należy wziąć pod uwagę dane, charakteryzujące poszczególne wypadki.

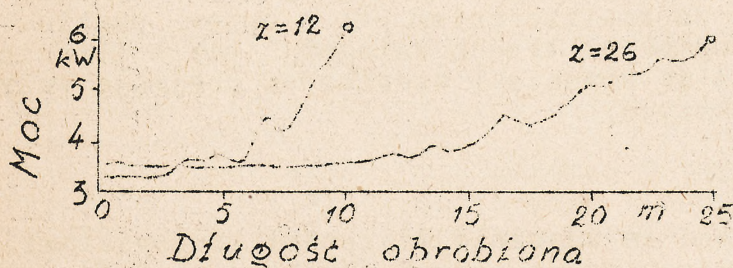
Przy pracy mogącej zużyć maksymum mocy, dostarczonej przez frezarkę, należy dla uzyskania możliwie dużej ilości usuwanych wiórów ustalić odpowiednie cechy narzędzia, w kierunku zmniejszenia zapotrzebowanej mocy. Jeśli jeszcze przed osiągnięciem granicy mocy wystąpią na obwodzie freza siły, szkodliwe dla jego zębów, wówczas trzeba przedsięwziąć środki, prowadzące do zmniejszenia tych nacisków, bez względu na to, jak to się odbije na zużyciu mocy. Występowanie drgań, towarzyszące powiększaniu wydajności freza, winno być zwalczane takiem przekształceniem narzędzia, aby ono możliwie spokojnie pracowało. Niekiedy frez się szybko zużywa mimo prawidłowej obróbki cieplnej i zastosowania właściwego materjału; w wypadkach takich konieczny jest wybór warunków pracy i konstrukcji, zapewniających większą trwałość narzędzia, przyczem również należy się liczyć z możliwością pogorszenia warunków obciążenia freza oraz zwiększonego zużycia mocy.

W p ł y w u g i ę c i a w r z e c i o n a f r e z a. Pomiary ugięcia, których wyniki są zestawione na wykresie rys.1, wskazują, że przy normalnym rozstępie podpaŕć, równym 240 mm, wrzeciono o średnicy 27 mm wytrzymuje bardzo niewielkie siły. Przyjmując ugięcie 0,1 mm, frez zbierający warstwę o grubości 5 mm i szerokości 100 nie może posiadać posuwu, przekraczającego 10 mm/min, któremu odpowiada pozioma siła 100 kg. Powiększenie średnicy wrzeciona do 40 lub 60 mm prowadzi do powiększenia siły, wywołującej takie same ugięcie do odpowiednich wartości 600 lub 1000 kg. Przy wrzecionie o średnicy 60 mm możnaby zatem powiększyć posuw do 100 mm/min. Powiększenie dopuszczalnego ugięcia umożliwia jeszcze większe posuwy. Należy zatem dążyć do tak wielkiej średnicy wrzeciona, na jaką pozwala frez.



Rys.1. Ugięcie wrzecion frezarskich w zależności od obciążenia przy odstępie między punktami podparcia 240 mm.

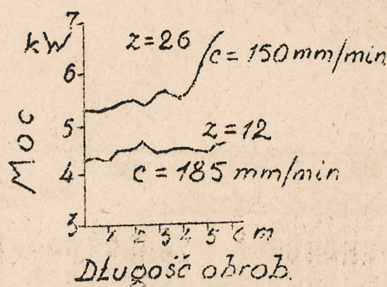
Stwierdzonej w ten sposób konieczności stosowania wrzeciona o dużej średnicy stoi na przeszkodzie to, że wrzeciona takie mogą nie być dostępne i że istniejące obrabiarki nie zawsze pozwalają na wmontowanie części o zwiększonych wymiarach. Nie powinno to jednak wstrzymywać wprowadzenia w normach dużych otworów i rozpoczęcia w ten sposób pracy nad przekształceniem



Rys.2 Wpływ ilości zębów na zapotrzebowanie mocy i trwałość freza przy obróbce materjałów o dużej wytrzymałości. Materjał: stal 110 kg/mm^2; frezy walcowe Ø 110 mm, szybkość skrawania 16 m/min; głębokość skrawania 3mm; szer. 100 mm; posuw 158 mm/min.

maszyn.

Poniżej przedstawione próby pozwolą zdać sobie sprawę z roli średnicy wrzeciona freza. Rys. 2 obrazuje wyniki próby zużycia frezów o różnych ilościach zębów przy obróbce twardego materjału, o wytrzymałości 110 kg/ cm^2. Podczas próby nie były miarodajne zużycie mocy ani rozkład sił, a tylko stępienie ostrzy. W ten sposób stwierdzono, że frez o 26 zębach zastępował dwa frezy o 12 zębach. Obrobione długości są mniejwięcej proporcjonalne do ilości zębów.

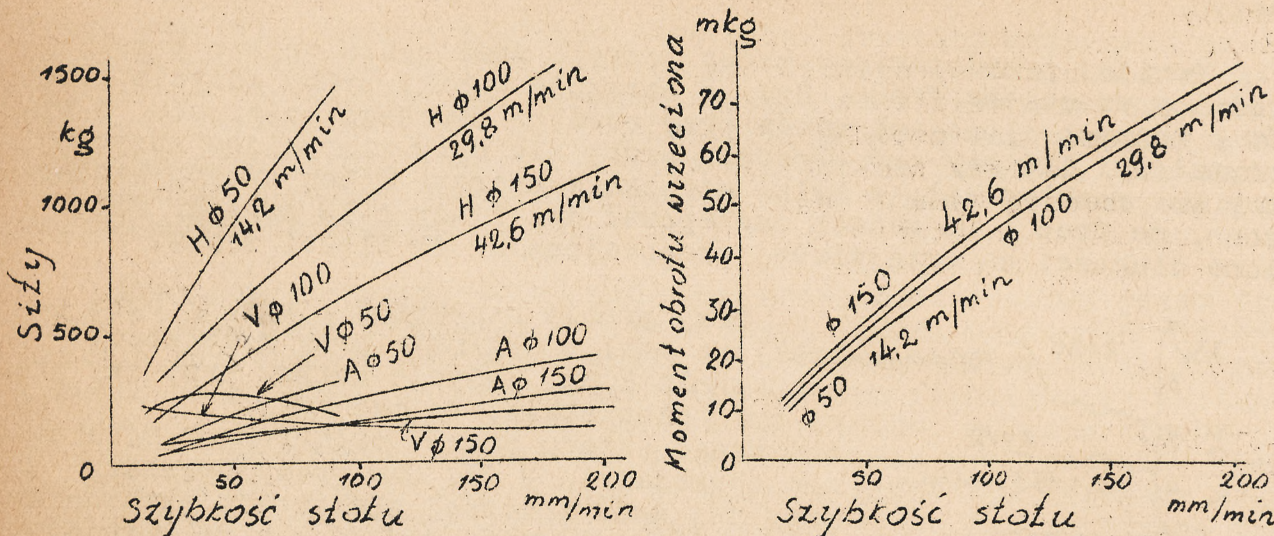


Rys. 3 Wpływ ilości zębów na zapotrzebowanie mocy i trwałość freza przy obróbce materjałów o średniej wytrzymałości. Materjał: stal 60 kg/mm^2; frez walcowy Ø 110 mm; szybkość skrawania 8,3 m/min; głębokość skrawania 8 mm; szerokość 100 mm; posuw 185 lub 150 mm/min.

Przy próbie następnej / rys. 3/ była obrabiana stal 60 kg/mm^2, przy głębokości skarawania 8 mm. Zużycie ostrzy przy tej pracy było niewielkie, to też wyzyskano podczas dłuższego okresu pracy całą rozporządzalną moc obrabiarki, 6 KW. Oba frezy wykazały przy tej dość znacznej głębokości skrawania skłonność do drgań, dającą się najłatwiej opanować przez zmniejszenie szybkości skrawania. Przy zachowaniu tych warunków frez o 12 zębach posiadał posuw 185 mm/min i zużywał moc 4,2 KW. Przy tym samym posuwie frez o 26 zębach zużywałby więcej mocy, niżby mu maszyna mogła dostarczyć, wobec czego zaszła konieczność zmniejszenia posuwu do 150 mm/min. Z chwilą rozpoczęcia obróbki moc zużywana przez ten frez była większa, niż w poprzednim wypadku. Po obrobieniu materjału na pewnej długości zapotrzebowanie mocy przez frez o większej ilości zębów zaczęło wzrastać, podczas gdy frez o 12 zębach pracował równie spokojnie, jak na początku. Żaden z frezów się nie stępił, jednak frez o 26 zębach zaczął bić na obwodzie pod wpływem sił, występujących podczas obróbki. Wynikiem tego było niestaranne wykonanie powierzchni i nierówne odprowadzanie wiórów. Po zdjęciu freza z wrzeciona okazało się, że bije ono 0,2 mm, co pozwoliło wnioskować o nadmiernej wielkości obciążenia jakiemu było ono poddane podczas pracy. Uwypuklające się w ostatnich latach dążenie do wprowadzenia frezów o niewielu zębach i wysokiej wydajności, znajduje swoje uzasadnienie w powyższych doświadczeniach. Należy pomimo to pamiętać, że doświadczenia takie nie dają wyników, któreby wszędzie obowiązywały.

Na zasadzie powyższego można stwierdzić, że pierwszym nasuwającym się podziałem frezów o jednakowych średnicach jest podział na frezy o małej i dużej ilości zębów. Pozostaje jeszcze otwarta kwestja jak należy zmieniać ilość zębów w obrębie jednej kategorji dla różnych średnic. Najracjonalniej wydawałoby się zachować stałą podziałkę i utrzymać prostą proporcjonalność między średnicą a ilością zębów. Jest to oparte na tem, że większy frez, jako osadzony na wrzecionie o większej średnicy jest przeznaczony do wykonywania cięższej pracy, a zatem winien posiadać większą ilość zębów, mniej obciążonych i mniej narażonych na zużycie. Podane dwie kategorje nie zaspakajają wszystkich potrzeb. Dla bliższego zbadania wpływu oddzielnych czynników należy sobie zdać sprawę, jak średnica freza, oraz ilość i pochylenie zębów oddziaływują na pobieraną moc, naciski, trwałość i równomierność pracy. Są tu możliwe cztery połączenia.

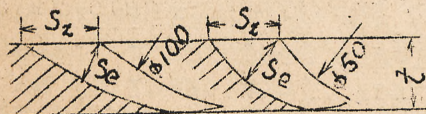
1. Frezy o różnych średnicach. Rys. 4 i 5 tyczą się badań, przeprowadzonych w tym kierunku. Posuw przypadający na jeden ząb, jest dla wszystkich trzech frezów o różnych średnicach jednakowy, co zosta-



Rys. 4 i 5 . Siły i moment działające na wrzeciono w zależności od posuwu dla frezów o różnych średnicach, jednakowych ilościach zębów i różnych szybkościach skrawania. Materjał: stal 50 kg/mm^2; głębokość skrawania 5 mm; szerokość 100 mm; ilość obrotów wrzeciona 95 na min. ; ilość zębów 8; H - siła pozioma; V- siła pionowa; A- siła osiowa.

ło osiągnięte przez utrzymywanie ilości obrotów i zębów bez zmiany. Szybkość skrawania rośnie wraz ze wzrostem średnicy freza. Rysunek dowodzi, że frez o najmniejszej średnicy wytrzymuje największe naciski, mimo, że obracanie jego wymaga wywarcia najmni[illegible] momentu obrotowego oraz zużycia najmniejszej mocy. Moc potrzebna do usunięcia wiórów o obranym przekroju zostaje rozłożona na nacisk i szybkość; jest rzeczą oczywistą, że we frezie o mniejszej średnicy pracuje jednocześnie większa ilość zębów, niż we frezie większym, dla którego większa podziałka międzyzębna zostaje zrównoważona przez większą szybkość obwodową; wynikiem tego jest zebranie podczas jednego obrotu obu frezów tej samej ilości wiórów przy tym samym posuwie s_z na jeden ząb.

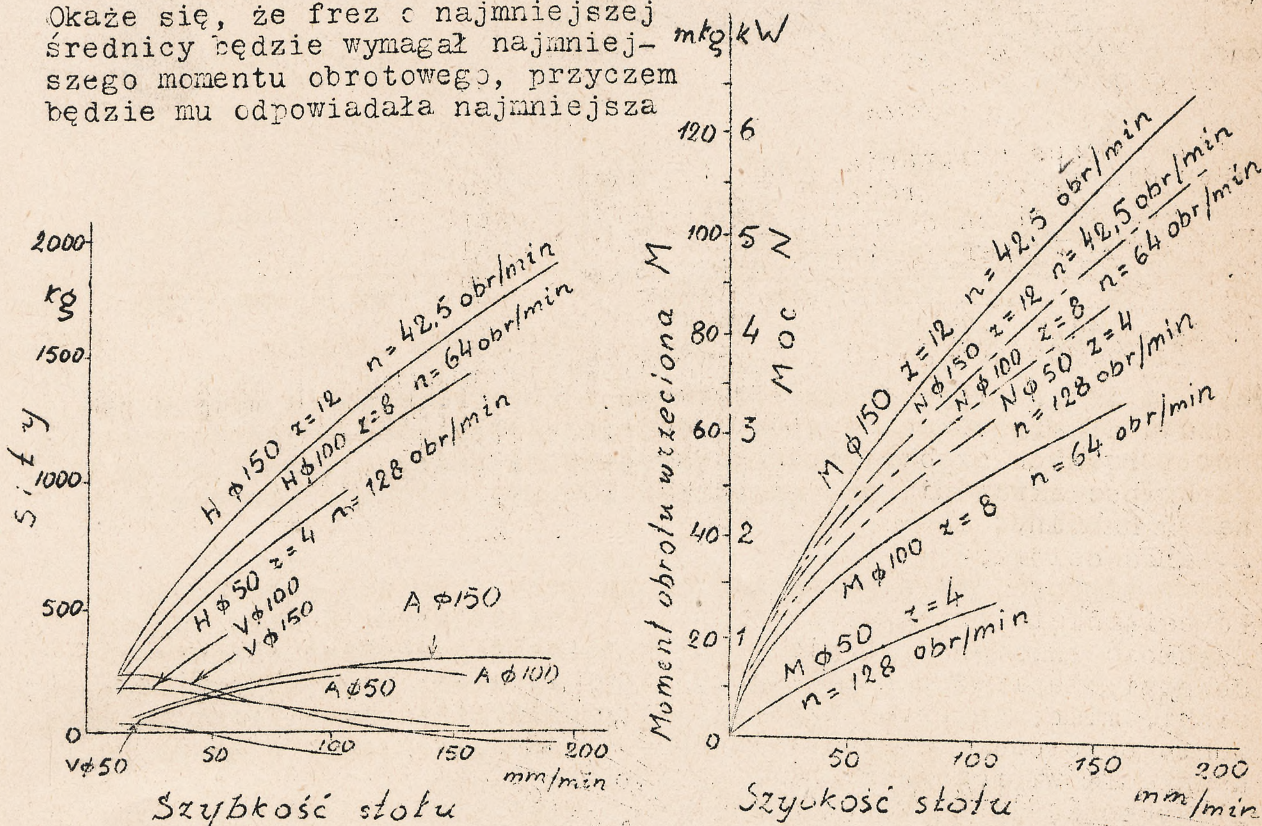
Podczas pracy freza o średnicy 50 zagłębia się w materjale jednocześnie 6 zębów, przyczem liczba ta spada dla frezów o średnicach 100 i 150 odpowiednio do trzech i dwóch, wskutek czego siła pozioma H i osiowa A są dla freza 50 mm w przybliżeniu dwukrotnie większe, niż dla freza 100 mm. Różny od dwóch stosunek tych sił należy przypisać różnym kształtom wiórów zarówno pod względem szerokości zetknięcia się z pojedyńczym zębem jak i grubości wióra. Przy frezie o większej średnicy wióry są bardziej wydłużone, niż przy średnicy mniejszej. Mimo jednakowego posuwu na jeden ząb s_z, patrz rys.6, istotna grubość wióra s_e się zmienia. Większemu s_e małego freza odpowiada mniejsza wielkość jednostkowej siły skrawającej, z tego zatem powodu moc, zużywana przez mały frez jest nieco mniejsza. Zużywanie się większego freza będzie z racji jego większej szybkości obwodowej większe.



Rys. 6. Przy różnych średnicach i tej samej ilości zębów posuw s_z zachowuje wielkość stałą podczas gdy istotna grubość wióra s_e jest dla większej średnicy freza mniejsza aniżeli dla małej.

2. Jednakowa podziałka międzyzębna. W większości wypadków utrzymuje się szybkość skrawania bez zmiany, co wymaga napędzania frezów o różnych średnicach z niejednakową ilością obrotów.

Dla utrzymania posuwu na jeden ząb bez zmiany trzeba w tym wypadku zwiększać ilość zębów proporcjonalnie do średnicy, tak by podziałka t_n zachowała tę samą wielkość. /Rys. 7 i 8/. Okaże się, że frez o najmniejszej średnicy będzie wymagał najmniejszego momentu obrotowego, przyczem będzie mu odpowiadała najmniejsza



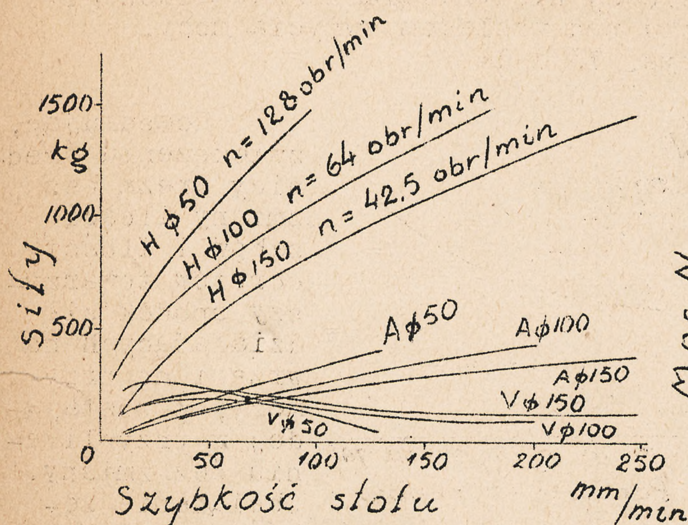
Rys. 7 i 8. Siły, zapotrzebowanie mocy i moment, działające na wrzeciono w zależności od posuwu dla frezów o różnych średnicach i jednakowych podziałkach i szybkościach obwodowych. Materjał: stal 50 kg/mm²; głębokość skrawania 5 mm; szerokość 100 mm; szybkość skrawania 20 m/min; podziałka 12,5 π / stała/.

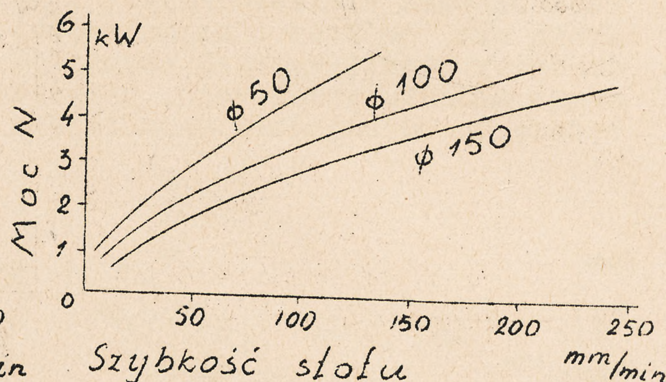
siła pozioma i osiowa / H i A / i najmniejsza moc, równa iloczynowi siły przez szybkość. W tym wypadku każdy z frezów styka się z materjałem zawsze tą samą ilością zębów / trzema/, a większy przekrój wióra, zdejmowanego przez mały frez, oraz towarzyszący temu mniejszy jednostkowy nacisk skrawania będzie szedł w parze ze zmniejszeniem się mocy, pochłanianej przez frez.

3. Jednakowa ilość zębów i szybkość obwodowa. Utrzymywanie ilości zębów z i szybkości obwodowej v bez zmiany pociągnie za sobą zmianę układu sił na niekorzyść małego freza, rys. 9 i 10. Ze względu na większą ilość obrotów mały frez pracuje przy mniejszym posuwie s_z na jeden ząb, czyli działa w obszarze wyższych jednostkowych nacisków skrawania. Ponieważ podobnie do pierwszego wypadku styka się tutaj z materjałem większa ilość zębów, niż przy frezach o większej średnicy, zatem występowanie przy tym frezie większych sił i większego zapotrzebowania mocy będzie zrozumiałe. Zwiększenie średnicy freza o małej ilości zębów, równoznaczne ze zwiększeniem odstępu między zębami, prowadzi do oszczędniejszego wyzyskania frezarki we wszystkich tych wypadkach, w których wystarczy trwałość niewielu zębów i gdzie spokojny przebieg obróbki nie będzie naruszony przez nierównomierność pracy freza.

4. Jednakowa podziałka osiowa. Nierównomierność pracy może być

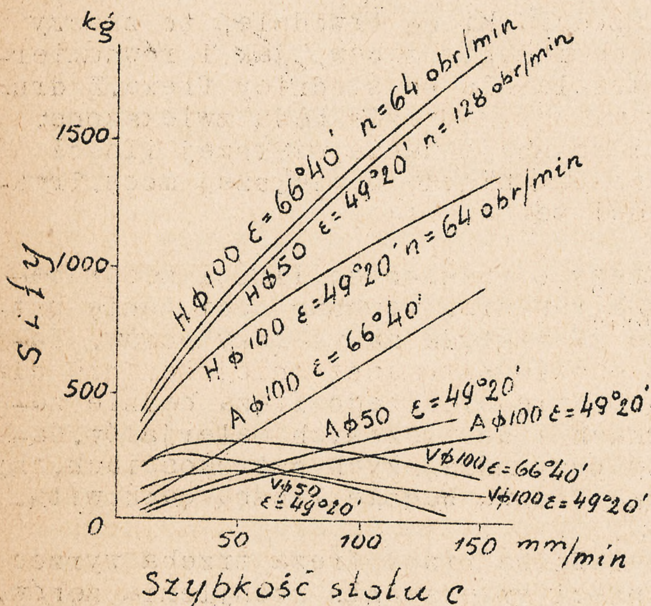
szkodliwa w tych wypadkach, w których frezowanie odbywa się na mniejszej szerokości i niewielkiej głębokości. Może się

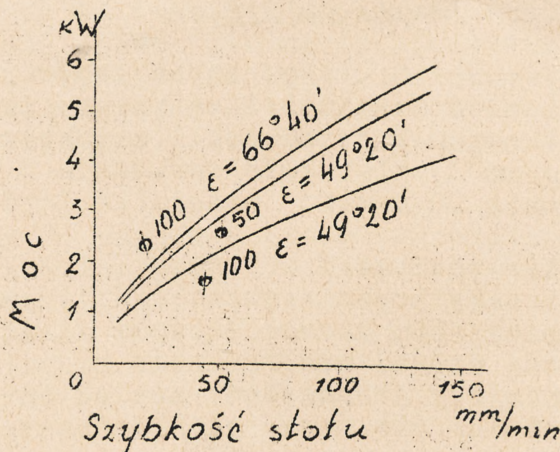




Rys. 9 i 10 . Siły podczas skrawania i zapotrzebowanie mocy w zależności od posuwu dla frezów o różnych średnicach i jednakowych ilościach zębów i szybkościach obwodowych. Materjał: stal 50 kg/mm^2; głębokość skrawania 5 mm; szerokość 100 mm; szybkość skrawania 20 m/min; 8 zębów.

wówczas zdarzyć, że w pewnych chwilach zęby wychodzą z kontaktu z materjałem. Z tego względu należy jeszcze rozpatrzeć wypadek, przy którym równomierność pracy freza pozostaje bez zmiany. Oznacza to

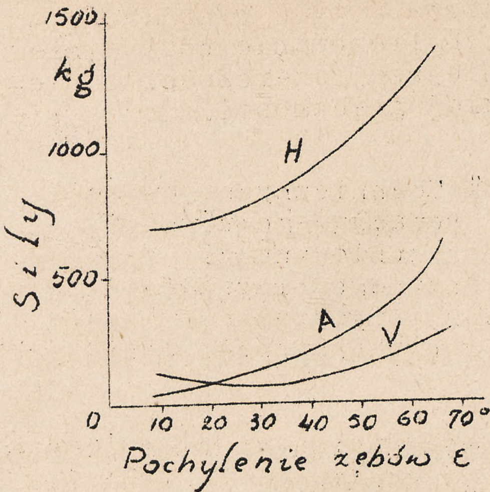


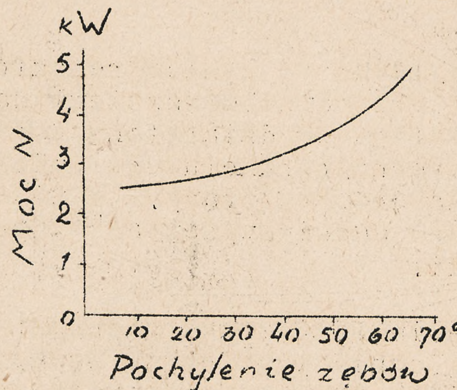


Rys. 11 i 12 . Siły i zapotrzebowanie mocy dla frezów o różnych średnicach i stałej podziałce osiowej t_a. Materjał: stal 50 kg/ mm^2 ; głębokość skrawania 5 mm; szerokość 100 mm; szybkość skrawania 20 m/ min; 8 zębów.

utrzymywanie podziałki osiowej o stałej wielkości, rys.11 do 14. Celem utrzymania podziałki osiowej bez zmiany przy różnych podziałkach obwodowych należy dobierać odpowiednie kąty pochylenia zębów. Wykresy 11 i 12 wskazują, że frez o średnicy 100 mm i kącie pochylenia 66° 40' wywiera podczas pracy większe siły i wymaga większej mocy, aniżeli frez o takiej samej podziałce osiowej i kącie pochylenia 49°20'. Tłumaczy się to w ten sposób, że pierwszy z nich, podobnie jak frez 50 mm styka się z materjałem nie trzema, ale sześcioma zębami, z których każdy zdejmuje wióry na mniejszej szerokości. Siła pozioma nie osiąga coprawda wielkości, którą posiada przy małym frezie, moc jednak zachowuje mniejwięcej tę samą wartość; oznacza to, że powiększanie średnicy freza bez zmieniania podziałki

osiowej nie pociąga za sobą żadnego zysku pod względem zużycia mocy. / rys. 13 i 14 /





Rys. 13 i 14. Siły i zapotrzebowanie mocy dla frezów o jednakowych średnicach i różnych pochyleniach zębów ε . Materjał stal 50 kg/mm²; frezy walcowe ∅ 100 mm; 8 zębów; szybkość skrawania 20 m/min.; głębokość skrawania 5 mm; szerokość 100 mm.

Reasumując, zwiększeniu średnicy freza bez zmiany ilości zębów i ilości obrotów towarzyszy spadek sił działających na wrzeciono przy mocy, pozostającej w przybliżeniu bez zmiany. Obciążenie zębów wzrasta ze względu na wzrost szybkości skrawania i zużycie da się szybciej zauważyć. Ze względu na większą średnicę wrzeciona i spadek sił, pochodzących od skrawania, stanie się możliwe osiągnięcie większych posuwów.

Przy stosowaniu jednakowej podziałki na obwodzie, to znaczy zwiększeniu ilości zębów, zarówno obciążenie zębów, jak i równomierność pracy pozostaną bez zmiany niezależnie od średnicy freza. Z drugiej strony siły występujące przy większym frezie będą zwiększone. Zastosowanie takiego freza pozwoli na zdejmowanie większej ilości wiórów jedynie przy założeniu go na obrabiarkę o większej mocy. Trwałość freza rośnie ze wzrostem ilości zębów.

Jeśli wymienione uprzednio frezy o jednakowej ilości zębów będą pracowały z tą samą szybkością skrawania, wówczas obciążenie ostrza większego freza będzie większe ze względu na większy posuw. Zapotrzebowanie mocy przez ten frez będzie natomiast mniejsze, niż dla freza o mniejszej średnicy. Zastosowanie większego freza będzie zatem korzystne na słabszych frezarkach i do miększych materjałów. Wadą jest gorsza równomierność pracy przy mniejszych szerokościach, chyba że stosunek szerokość : podziałka osiowa będzie liczbą całkowitą.

Chcąc zachować tę samą równomierność pracy freza trzeba wyrzec się zysku na mocy wskutek konieczności zwiększenia pochylenia zębów. Wrzeciono frezarki wytrzymuje przytem mniejsze obciążenie ze względu na zmniejszenie się sił za wyjątkiem siły osiowej.

Chcąc ustalić program normalizacji z uwzględnieniem wszystkich możliwości należy przewidzieć do obróbki twardych materjałów, silniej zużywających ostrza, szereg frezów o większej ilości zębów. Do obróbki materjałów o średniej wytrzymałości przy rozporządzaniu dostatecznie silnemi frezarkami należy przygotować komplet frezów o jednakowej podziałce obwodowej. Pozatem należałoby przewidzieć dla słabych maszyn w celu osiągnięcia możliwie dużej wydajności grupę frezów, przy której ilość zębów i pochylenie ostrzy byłyby tak dobrane, aby tworzyły połączenie obu poprzednio wymienionych wypadków; znaczy to, że ilość zębów nie powinna się ze zmianą średnicy zmieniać wcale lub też tylko skokami, a dla wyrównania frezy większe powinny mieć większe pochylenie zębów. Takie grupy frezów powinny być zestawiane przy uwzględnianiu szerokości według zasady, że im mniejsza szerokość, tem większa powinna być ilość zębów.

/ dokończenie w następnym numerze./

DO CZYTELNIKOW.

Z powodu wyjazdu za granicę redaktora" Technicznych Nowości Lotniczych, inż. Mirosława Teraszkiewicza, prowadzącego również dział obliczeń płatowców, dział ten zostaje z konieczności zamknięty począwszy od obecnego numeru do chwili ponownego przystąpienia inż. Teraszkiewicza do współpracy. W związku z powyższem obowiązki redaktora obejmuje obecnie wydawca " Technicznych Nowości Lotniczych" inż. Jan Tuszyński.

Po zakończeniu 1933 roku obecnym numerem następne numery" Technicznych Nowości Lotniczych" będą wychodziły począwszy od stycznia 1934 r. regularnie 28-go każdego miesiąca i, podobnie jak ten numer, będą zawierały 36 do 40 stron druku, poświęconych następującym dziedzinom: obliczanie, konstrukcja i opisy silników lotniczych; obróbka i spawanie metali; materjałoznawstwo; materjały pędne i smary. Równolegle z wprowadzeniem tych zmian cena pojedyńczego numeru zostaje obniżona do 2 zł. 50 gr.

Ze względu na to, że pewna liczba prenumeratorów wniosła przedpłatę za " Techniczne Nowości Lotnicze" z góry, a warunki prenumeraty uległy kilkakrotnie zmianie, wyjaśniamy, że od wpłaconych sum potrącamy ceny pojedyńczych numerów aż do całkowitego wyczerpania tych sum. Dla przypomnienia podajemy ceny dotychczasowych numerów: Nr. 1 i 2 - po 4 zł. ; Nr. 3 - 3 złote 50 groszy ; Nr.4 i następne aż do dalszej ewentualnej obniżki cen - 2 złote 50 groszy.

Ci z pośród prenumeratorów, którzy wpłacili za trzeci numer sumę 4 złotych zamiast 3 złotych 50 groszy mogą wpłacić za obecny numer 2 złote.

Redakcja " Technicznych Nowości Lotniczych"



W S P Ó Ł P R A C A   N A U K O W A :

inż. Kontowtt Stanisław, inż. Sliwiński Jan, inż. Strzeszewski Włodzimierz, inż. Tuszyński Jan.

Wydawca i Redaktor : inż. Tuszyński Jan.

ODBITO W ZWIAZKU SŁUCHACZY ARCHITEKTURY - Koszykowa 55. tel. 87768.

PAŃSTWOWE ZAKŁADY LOTNICZE

WARSZAWA
PUŁAWSKA №2a
Adres telegraf: PEZETEL
Tel: 850-25, 848-24



SAMOLOTY SPORTOWE TURYSTYCZNE I WOJSKOWE, LĄDOWE I MORSKIE

ŚLIZGOWCE, KAJAKI SKŁADANE, ORAZ WSZELKIE KONSTRUKCJE LOTNICZE

A. ZABORSKI Widok 22, Warszawa.